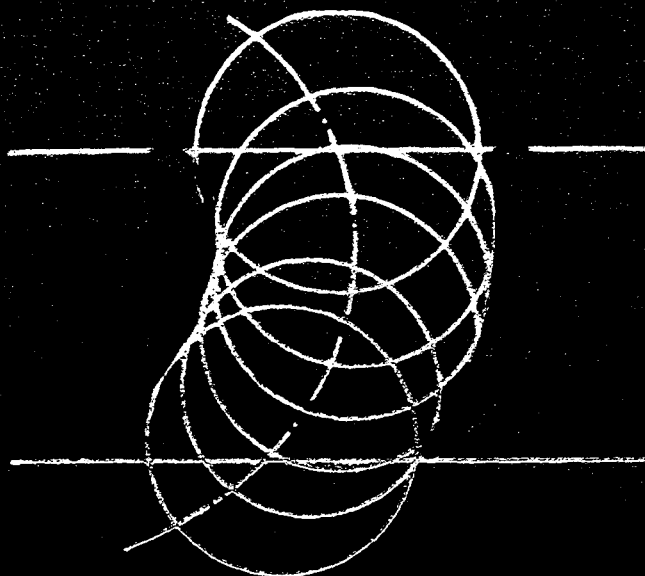




PACNET
TUPENH
ABUJAHCH-HIK
ABUJAHCH-HIK

С. З. КОПЕЛЕВ
Н. Д. ТИХОНОВ

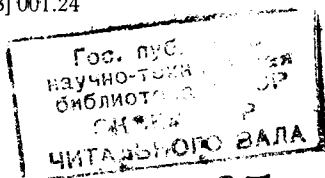
РАСЧЕТ ТУРБИН АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

(ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.
ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОК)



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1974

34
22894



74-11287

Копелев С. З., Тихонов Н. Д. Расчет турбин авиационных двигателей. (Газодинамический расчет. Профилирование лопаток). М., «Машиностроение», 1974, 268 с.

В книге изложены основные вопросы теории и методы газодинамического расчета турбин авиационных двигателей. Рассмотрено влияние основных расчетных параметров ступени турбины на ее к. п. д. Даны рекомендации по выбору схемы и определению размеров проточной части турбины.

Изложены методы газодинамического расчета ступени турбины и способы профилирования сопловых и рабочих лопаток с учетом требований прочности и технологии их изготовления.

Освещены способы воздушного охлаждения лопаток и методы определения их температуры. Приведены примеры расчета охлаждаемых лопаток и многоступенчатой турбины. Рассмотрена работа турбины на нерасчетных режимах.

Книга рассчитана на специалистов, работающих в авиационной промышленности. Она может быть также полезна студентам авиационных вузов.

Табл. 13, ил. 129, список лит. 35 назв.

Рецензент д-р техн. наук **Г. Л. Лившиц**

Научный редактор инж. **М. А. Колосов**

К $\frac{3186-177}{0,38(01)-74}$ 177-74

Непрерывное совершенствование авиационных газотурбинных двигателей, накопление опыта их проектирования, изготовления и эксплуатации вызывает потребность в систематическом обобщении этого опыта и доведении его до широкого круга специалистов.

Назрела также необходимость в оценке различных методов газодинамического расчета ступеней турбины, профилирования сопловых и рабочих лопаток и расчета охлаждаемых лопаток.

В настоящей книге обобщен практический опыт расчета турбин авиационных двигателей. Рассмотрены габаритные и весовые характеристики турбины и их зависимости от основных параметров двигателя, освещена связь между газодинамическими и прочностными параметрами турбины с учетом ее конструктивных особенностей и технологии изготовления, что особенно относится к выбору схемы и размеров проточной части и профилированию лопаток. Эти вопросы в данной книге излагаются в комплексе задач, возникающих при проектировании авиационных газовых турбин.

Для облегчения понимания изложенного в книге приводятся несколько примеров конкретных расчетов по заданным численным значениям исходных параметров применительно к одно- и многоступенчатым газовым турбинам ТРД.

Авторы считали целесообразным построить изложение методик расчетов основных параметров турбин турбореактивных авиационных двигателей так, чтобы ими можно было воспользоваться при составлении программ расчетов для электронных цифровых вычислительных машин (ЭЦВМ).

Приведенная в книге методика определения основных параметров турбины на нерасчетных режимах проиллюстрирована примером расчета одновальнoй трехступенчатой турбины на нерасчетных режимах ее работы в системе турбовинтового двигателя.

Все примеры расчетов основаны на предположительных исходных данных и поэтому имеют чисто методологическое значение.

Главы II—VII написаны С. З. Копелевым. Разделы 4.1 и 5.2 написаны совместно С. З. Копелевым и Н. Д. Тихоновым. Гл. I, VIII и IX написаны Н. Д. Тихоновым. В гл. VI использованы работы, проведенные С. З. Копелевым совместно с С. В. Гуровым и М. В. Авиловой-Шульгиной, а в гл. V — совместно с В. А. Журавлевым.

Авторы благодарят канд. техн. наук В. А. Гельфера за помощь, оказанную при написании книги, и инженера В. С. Зикеева за ценные замечания, сделанные при просмотре рукописи.

Большая помощь в работе над книгой была оказана рецензентом, ныне покойным, докт. техн. наук Г. Л. Лившицем.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

1.1. СХЕМА И ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ТУРБИНЫ

Газовая турбина представляет собой лопаточную машину, в которой потенциальная энергия газового потока преобразуется в механическую работу на валу турбины.

В авиационных газотурбинных двигателях (ГТД) турбина применяется для привода компрессора, воздушного винта и вспомогательных агрегатов, обслуживающих двигатель. Часто она используется в системе пускового устройства для раскрутки ротора ГТД при запуске.

Основными элементами газовой турбины являются неподвижный статор и вращающийся ротор.

Статором называют неподвижную часть турбины, состоящую из корпуса, соплового аппарата и других неподвижных деталей турбины. Сопловой аппарат преобразует потенциальную энергию газа в кинетическую. Он состоит из ряда лопаток, расположенных радиально между двумя соосными бандажными кольцами (рис. 1.1.).

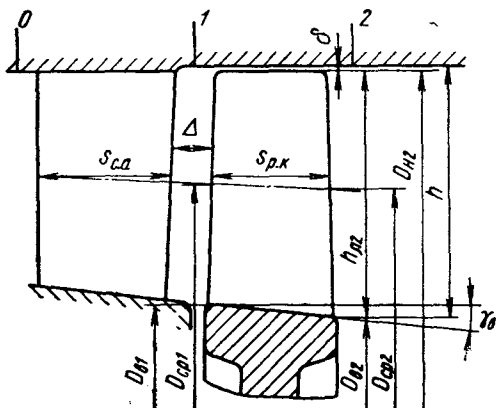


Рис. 1.1. Схема проточной части одноступенчатой турбины

Ротор состоит из вращающегося рабочего колеса (диска с закрепленными на нем лопатками) и вала.

Совокупность соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК) называется ступенью турбины. Кольцевой тракт от входа в сопловый аппарат до выхода из рабочего колеса называется проточной частью турбины, а форма его в продольном сечении турбины — меридиональным профилем проточной части.

В современных турбореактивных двигателях (ТРД) применяются одноступенчатые, двухступенчатые и трехступенчатые турбины. В турбовинтовых (ТВД) и двухконтурных (ДТРД) двигателях, где турбина, кроме компрессора основного контура вращает воздушный винт или компрессор второго контура, применяются многоступенчатые турбины, имеющие четыре-шесть и более ступеней.

Процесс преобразования энергии газа в каждой ступени многоступенчатой турбины по своему характеру одинаков. Поэтому принцип работы и процессы преобразования энергии в турбине достаточно рассмотреть на примере одной ступени или отдельной одноступенчатой турбины.

При анализе процессов и расчете турбин параметры газового потока и основные конструктивные размеры обычно рассматривают только в трех расчетных сечениях по тракту ступени турбины, которые обозначают соответствующими индексами:

«0» — параметры перед сопловым аппаратом *;

«1» — параметры в осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом;

«2» — параметры за рабочим колесом;

цифрами I, II, III и т. д. будем обозначать номера ступеней.

В зависимости от формы меридионального сечения проточной части и направления потока в ней турбины подразделяются на осевые, радиальные и диагональные. В данном случае рассматриваются только осевые газовые турбины, в которых проточная часть близка к цилиндрической и радиальные составляющие скорости отсутствуют или малы по сравнению с осевыми и окружными составляющими скорости.

Основные геометрические размеры ступени турбины обозначают следующим образом:

D_n — наружный (периферийный) диаметр;

D_b — внутренний (корневой) диаметр;

$D_{cp} = \frac{D_n + D_b}{2}$ — средний диаметр турбины (диаметр окружности, проходящей через средние сечения лопаток) (иногда за D_{cp} принимают диаметр, определяемый по формуле $D_{cp} = \sqrt{\frac{D_n^2 + D_b^2}{2}}$);

h — высота проточной части турбины;

$h_{л}$ — длина (высота) лопатки;

F — площадь сечения проточной части турбины;

Δ — осевой зазор;

δ — радиальный зазор;

* В некоторых случаях температура газа перед турбиной обозначается T_3^* , как это принято при рассмотрении турбины в системе двигателя.

$s_{с.а}$ и $s_{р.к}$ — ширина решеток соплового аппарата и рабочего колеса;
 b — хорда лопаток;
 γ_n и γ_v — углы раскрытия проточной части соответственно у периферии и у корня лопаток;
 $\bar{h} = h_n/b$ — (или $\bar{h} = h_n/s$) — удлинение лопаток;
 $\bar{d} = D_v/D_n$ — относительный диаметр втулки.

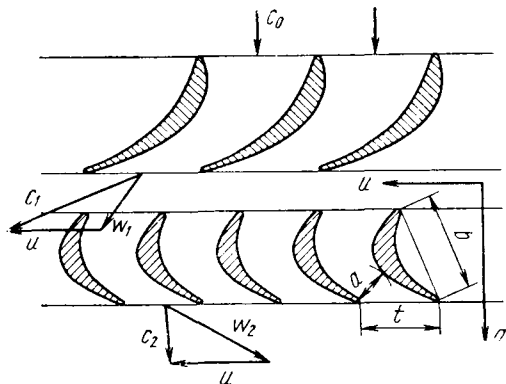


Рис. 1.2. Развертка кольцевого сечения лопаток ступени турбины

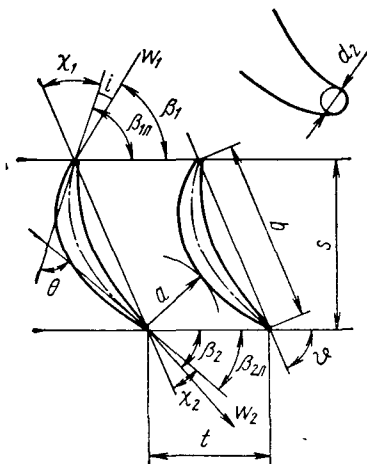


Рис. 1.3. Геометрические параметры решетки профилей

Относительную длину лопаток турбины характеризуют отношением среднего диаметра к длине лопатки

$$\bar{D} = \frac{D_{ср}}{h_n} = \frac{D_n + D_v}{D_n - D_v} = \frac{1 + \bar{d}}{1 - \bar{d}}.$$

Все указанные выше параметры дополнительно обозначаются индексом, соответствующим номеру расчетного сечения ступени. Например, размеры проточной части на входе в рабочее колесо обозначаются $D_{н1}$, $D_{в1}$, $D_{ср1}$, F_1 , $h_{н1}$; на выходе из рабочего колеса — $D_{н2}$, $D_{в2}$, $D_{ср2}$, F_2 , $h_{н2}$.

На некотором радиусе r расседем лопатки турбины коаксиальной цилиндрической поверхностью, а затем развернем это сечение на плоскость. В результате получим плоскую решетку профилей соплового аппарата и рабочего колеса.

Основными геометрическими параметрами решетки профилей (рис. 1.2 и 1.3) являются:

b — хорда профиля лопатки;
 t — шаг решетки;
 $\bar{t} = t/b$ — относительный шаг решетки;

$\bar{b} = b/t$ — густота решетки (величина, обратная отношению к шагу);

ϑ — угол установки профиля в решетке;

$\beta_{1л}$ — входной угол профиля, образованный касательной к средней линии профиля в передней кромке и фронтом решетки;

$\beta_{2л}$ — выходной угол профиля, образованный касательной к средней линии в задней кромке и фронтом решетки;

$\beta_{2р} = \arcsin \frac{a}{t}$ — выходной угол решетки.

Углы входа и выхода потока в решетке соплового аппарата обозначаются буквой α с индексом соответствующего сечения.

1.2. ЭЛЕМЕНТАРНАЯ СТУПЕНЬ ТУРБИНЫ. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ СТУПЕНИ

Газовый поток в турбине имеет пространственный (трехмерный) характер. Для облегчения анализа работы и расчетов турбины действительную картину течения газа заменяют приближенной схемой. Считают, что газ в турбине течет соосными цилиндрическими слоями, оси которых совпадают с осью турбины. Каждому такому слою бесконечно малой толщины соответствует элементарная ступень турбины, представляющая собой совокупность решеток профилей соплового аппарата и рабочего колеса на данном радиусе. Развертку цилиндрического сечения турбины на плоскость называют плоской элементарной ступенью турбины.

В элементарной ступени параметры газа можно считать постоянными по высоте лопатки. Это позволяет рассматривать элементарную ступень как плоскую решетку профилей, что значительно упрощает анализ и расчеты параметров газового потока в ступени турбины.

При известных параметрах потока в каждой элементарной ступени путем интегрирования этих параметров по высоте лопатки можно определить осредненные значения параметров всей ступени. В ряде случаев (например, при постоянной работе по высоте лопатки) осредненные параметры близки к параметрам газа на среднем диаметре турбины.

1.2.1. Кинематика потока в элементарной ступени турбины

Будем считать, что поток на входе и выходе из решетки является установившимся и осесимметричным, т. е. все струйки газа вдоль фронта решетки имеют одинаковые по величине и направлению скорости. В действительности такое течение будет только на достаточно большом расстоянии перед решеткой, где отсутствует влияние решетки на невозмущенный поток, и за ре-

шеткой в том месте, где возмущенный решеткой поток выравнивается. Непосредственно перед решеткой и за решеткой и тем более в межлопаточном канале поток неравномерный.

Как известно, для характеристики течения газа в элементарной ступени пользуются планом (треугольниками) скоростей газа, обтекающего решетки профилей (рис. 1.4). Векторы абсолютной скорости потока обозначают буквой c , относительной — w ; величина окружной скорости — u .

Для решетки соплового аппарата вводят следующие обозначения кинематических параметров потока:

c_0 , α_0 и c_1 , α_1 — скорости и углы потока соответственно на входе и выходе из соплового аппарата;

для решетки рабочего колеса:

w_1 и β_1 — скорость и угол потока на входе в решетку в относительном движении;

$i = \beta_{1л} - \beta_1$ — угол атаки (при $\beta_{1л} > \beta_1$ угол атаки считается положительным, при $\beta_{1л} < \beta_1$ — отрицательным);

c_2 и w_2 , α_2 и β_2 — скорости и углы потока на выходе из решетки в абсолютном и относительном движении;

$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_{2р}$ — угол отставания потока, где $\beta_{2р} = \arcsin a/t$.

Проекции скоростей на осевое направление обозначают индексом «а», а на окружное направление — индексом «u»; за положительные считаются направления по потоку и по вращению РК.

Связь между кинематическими параметрами решетки находится из треугольников скоростей.

Следует иметь в виду, что величина и направление скоростей на входе и выходе из решетки в пределах одного шага не одинаковы. Поэтому под скоростями c_1 , w_1 , w_2 , c_2 и углами потока α_1 , β_1 , β_2 , α_2 понимают их осредненные значения.

Принцип работы ступени турбины заключается в следующем. В сопловой аппарат газ поступает из камеры сгорания со скоростью c_0 , давлением p_0 и температурой T_0 . Лопатки соплового аппарата образуют суживающиеся криволинейные каналы, в которых происходит процесс расширения газа и поворот потока. При этом давление и температура газа уменьшаются, а скорость увеличивается от c_0 до c_1 . Из соплового аппарата газ поступает в решетку рабочего колеса с относительной скоростью w_1 . Лопатки рабочего колеса в большинстве случаев также образуют суживающиеся криволинейные каналы, в которых происходит поворот потока и дальнейшее расширение газа, сопровождаемое

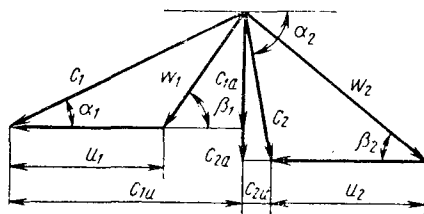


Рис. 1.4. План скоростей ступени турбины

уменьшением его давления и температуры. При этом относительная скорость потока возрастает от w_1 до w_2 . Абсолютная скорость газа в колесе уменьшается от c_1 до c_2 . Уменьшение абсолютной скорости в колесе происходит вследствие того, что большая часть кинетической энергии газа, полученной в результате расширения газа в сопловом аппарате и рабочем колесе,

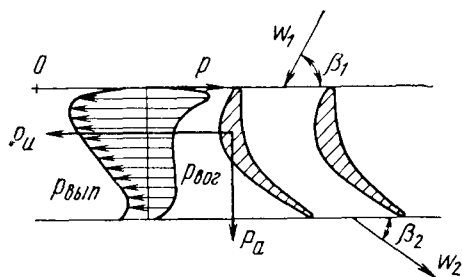


Рис. 1.5. Распределение давления по профилю

преобразуется в механическую работу вращения колеса

При обтекании лопаток рабочего колеса вследствие поворота потока в решетке давление на вогнутой стороне лопатки становится больше, чем на выпуклой (рис. 1.5). Равнодействующая сил давлений и трения, действующих на поверхности лопатки, представляет собой

аэродинамическую силу. Окружные составляющие сил (P_u), действующих на каждую лопатку, создают крутящий момент и приводят во вращение рабочее колесо, а осевые составляющие (P_a) — определяют осевое усилие, действующее на ротор турбины.

Очевидно, что величина аэродинамической силы, действующей на каждую лопатку, будет тем больше, чем больше скорость газа, обтекающего лопатки и чем больше поворот потока в решетке.

1.2.2. Основные уравнения элементарной ступени турбины

Связь между параметрами газа в различных сечениях проточной части турбины устанавливается на основании уравнений течения газа и известных из термодинамики соотношений между параметрами состояния газа в процессе адиабатического расширения. Основными уравнениями ступени турбины являются: уравнение неразрывности, уравнение сохранения энергии, уравнение Бернулли и уравнение Эйлера. При составлении этих уравнений делается ряд упрощающих допущений (течение считается установившимся, равномерным, теплообмен с внешней средой отсутствует и др.) с целью получения более простого вида этих уравнений, удобного для инженерных расчетов. Вывод основных уравнений дается в известных курсах термодинамики и теории турбомашин [9, 23, 24, 28 и др.], поэтому мы здесь ограничимся лишь рассмотрением применения этих уравнений к течению газа в ступени турбины.

1. Уравнение расхода (неразрывности).

Для элементарной ступени и отдельной струйки секундный массовый расход газа равен

$$\Delta G = \varrho_0 c_0 f_0 = \varrho_1 c_1 f_1 = \varrho_2 c_2 f_2,$$

где f_0, f_1, f_2 — площади поперечного сечения струйки в соответствующих сечениях ступени;

$\varrho_0, \varrho_1, \varrho_2$ — плотности газа в соответствующих сечениях ступени;

c_0, c_1, c_2 — нормальные составляющие скорости газа в соответствующих сечениях ступени.

Для ступени турбины расход газа равен

$$G = \int_{F_0} \varrho_0 c_0 dF_0 = \int_{F_1} \varrho_1 c_1 dF_1 = \int_{F_2} \varrho_2 c_2 dF_2,$$

где F_0, F_1, F_2 — площади поперечного сечения потока газа; $\varrho_0, \varrho_1, \varrho_2$ и c_0, c_1, c_2 — текущие значения плотности и скорости газа в соответствующих сечениях.

Если в каждом сечении параметры потока постоянны, то уравнение неразрывности будет иметь такой вид:

$$G = \varrho_0 c_0 F_0 = \varrho_1 c_1 F_1 = \varrho_2 c_2 F_2.$$

Такой вид уравнение неразрывности будет иметь и в том случае, если в него подставить осредненные значения параметров потока по сечению проточной части.

Расход газа через любое сечение проточной части турбины может быть выражен через безразмерную функцию плотности тока

$$q(\lambda) = \frac{c\varrho}{(c\varrho)_{кр}} = f\left(\frac{p}{p^*}\right);$$

$$G = F_i c_i \varrho_i = F_i (c_i \varrho_i)_{кр} q(\lambda_i),$$

где $\lambda = c/a_{кр}$ — приведенная скорость;

$a_{кр}$ — критическая скорость звука;

$$(c_i \varrho_i)_{кр} = m \frac{p_i^*}{\sqrt{T_i^*}}; \quad m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}.$$

Для $k=1,33$ и $R=289$ Дж/(кг·К);

$$m=0,0396 \text{ (кг·К/Дж)}^{0,5}.$$

$$\text{Тогда } G = m \frac{p_i^*}{\sqrt{T_i^*}} F_i q(\lambda_i).$$

2. Уравнение сохранения энергии.

При отсутствии теплообмена с внешней средой уравнение сохранения энергии потока газа для турбины имеет вид

$$L_\tau = i_0^* - i_2^* = c_p (T_0^* - T_2^*)$$

или

$$L_r = c_p(T_0 - T_2) + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2},$$

где L_r — работа, отведенная от газа в турбине;

i_0^*, i_2^* — полные энтальпии газа на входе и выходе из турбины.

Иллюстрация процесса расширения газа в турбине представлена на рис. 1.6, где линия $0-1-2$ — политропа расширения газа в сопловом аппарате и рабочем колесе;

$0^*, 1^*, 2^*$ — точки, характеризующие параметры потока, заторможенного по абсолютной скорости в соответствующих сечениях ступени турбины;

$1_w^*, 2_w^*$ — точки, характеризующие параметры потока, заторможенного по относительной скорости на входе и выходе из рабочего колеса.

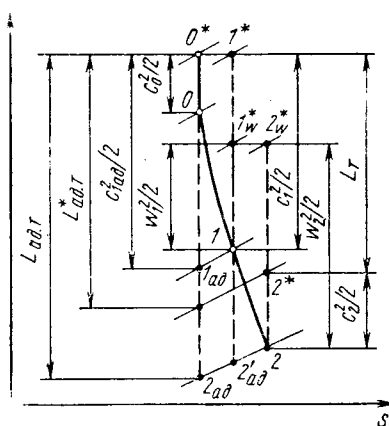
Для соплового аппарата уравнение энергии имеет вид

$$i_0^* = i_1^* \text{ или } c_p T_0^* = c_p T_1^* = c_p T_1 + \frac{c_1^2}{2}. \quad (1.1)$$

Из уравнения (1.1) получим формулу для определения скорости истечения газа из соплового аппарата

$$c_1 = \sqrt{2c_p(T_1^* - T_1)} = \sqrt{2c_p T_1^* \left(1 - \frac{T_1}{T_1^*}\right)}.$$

Имея в виду, что $\frac{T_1}{T_1^*} = \left(\frac{p_1}{p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ и $p_1^* = \sigma_{c.a}^* p_0^*$, получим



$$c_1 = \sqrt{2c_p T_1^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^* \sigma_{c.a}^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]},$$

где $\sigma_{c.a}^*$ — коэффициент потерь полного давления в сопловом аппарате.

Гидравлические потери в сопловом аппарате чаще оценивают с помощью коэффициента скорости $\varphi = c_1/c_{1ад}$, где $c_{1ад}$ — скорость истечения из соплового аппарата при адиабатическом процессе расширения газа;

$$c_{1ад} = \sqrt{2c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}.$$

Рис. 1.6. Изображение процесса расширения газа в турбине в $i-s$ диаграмме

$$\text{Тогда } c_1 = \varphi \sqrt{2c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (1.2)$$

Уравнение энергии для рабочего колеса:

а) в абсолютном движении

$$L_\tau = i_1^* - i_2^* = c_p (T_1^* - T_2^*);$$

б) в относительном движении

$$i_{1w}^* = i_{2w}^*, \quad c_p T_{1w}^* = c_p T_{2w}^*$$

$$\text{или } c_p T_{1w}^* = c_p T_1 + \frac{w_1^2}{2} = c_p T_2 + \frac{w_2^2}{2}. \quad (1.3)$$

Из уравнения энергии получим выражение для относительной скорости истечения газа из рабочего колеса

$$w_2 = \sqrt{2c_p T_{1w}^* \left[1 - \frac{T_2}{T_{1w}^*} \right]}.$$

Имея в виду, что $T_{1w}^* = T_{2w}^*$, $\frac{T_2}{T_{1w}^*} = \frac{T_2}{T_{2w}^*} = \left(\frac{p_2}{p_{2w}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ и $p_{2w}^* = \sigma_{p,k}^* p_{1w}^*$,

получим

$$w_2 = \sqrt{2c_p T_{1w}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{\sigma_{p,k}^* p_{1w}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (1.4)$$

где $\sigma_{p,k}^*$ — коэффициент потерь полного давления в рабочем колесе.

Если гидравлические потери в рабочем колесе оцениваются с помощью коэффициента скорости ψ , равного отношению действительной скорости истечения из рабочего колеса к адиабатической — $\psi = w_2/w_{2ад}$, тогда

$$w_2 = \psi w_{2ад} = \psi \sqrt{2c_p T_{1w}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{1w}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

или

$$w_2 = \psi \sqrt{2c_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} + w_1^2.$$

3. Уравнение Бернулли —

$$L_\tau = \int_2^0 v dp - L_r - \frac{c_2^2 - c_0^2}{2},$$

где $\int_2^0 v dp = L_{пол} = \frac{n}{n-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$ — политропическая работа расширения газа в турбине;

L_r — работа, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений при движении 1 кг газа в турбине.

Для изэнтропического процесса ($n=k$)

$$\int_2^0 v dp = L_{ал.т} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Политропическую работу можно представить в виде суммы адиабатической работы $L_{ад}$ и дополнительной работы ΔL_s , появляющейся в результате увеличения работы расширения газа из-за подогрева его при течении с гидравлическими потерями:

$$L_{пол} = L_{ал.т} + \Delta L_s.$$

Тогда уравнение Бернулли можно записать в следующем виде:

$$L_r = L_{ал.т} + \Delta L_s - L_r - \frac{c_2^2 - c_0^2}{2}$$

или
$$L_r = L_{ал.т} - L'_r - \frac{c_2^2 - c_0^2}{2},$$

где $L'_r = L_r - \Delta L_s$ — невозвратимые потери в турбине.

Таким образом, эффективная работа турбины (отводимая в виде механической энергии) равна адиабатической работе расширения газа за вычетом гидравлических потерь и приращения кинетической энергии.

4. Уравнение Эйлера.

На основании теоремы о моменте количества движения для элементарной ступени турбины можно записать

$$dM_u = dG(c_{1u}r_1 + c_{2u}r_2), \quad (1.5)$$

где dM_u — крутящий момент рабочего колеса элементарной ступени;

dG — расход газа через решетку элементарной ступени;

c_{1u} и c_{2u} — окружные составляющие абсолютной скорости газа на выходе из СА и за ступенью;

r_1 и r_2 — расстояния от оси вращения до струйки газа в соответствующих сечениях ступени.

Для осевых турбин можно принять $r_1 = r_2 = r$. Работа элементарной ступени, отнесенная к 1 кг газа,

$$L_{сг} = \frac{dM_u \omega}{dG} = \frac{dM_u}{dG} \frac{u}{r}, \quad (1.6)$$

где $\omega = u/r$ — угловая скорость вращения ротора.

Тогда из уравнений (1.5) и (1.6) получим

$$L_{сг} = u(c_{1u} + c_{2u}) = u\Delta c_u,$$

где $\Delta c_u = c_{1u} + c_{2u}$.

Рассмотренные выше основные уравнения для элементарной ступени могут быть применены и для реальной ступени. В этом случае они должны иметь интегральную форму, так как в ступени турбины параметры газа по высоте лопаток, как правило, переменные.

Вначале расчет турбины с использованием основных уравнений ведется по среднему диаметру, принимая на входе и выходе из решеток некоторые средние по высоте лопатки параметры потока, с учетом всех потерь в проточной части турбины.

1.3. ПОТЕРИ В ТУРБИНЕ И ИХ ОЦЕНКА.

КПД ТУРБИНЫ

Потери в проточной части турбины можно подразделить на следующие три основных вида.

1. Профильные потери, включающие в себя:

а) потери от трения и вихреобразований в пограничном слое и при срывах его;

б) кромочные потери, возникающие в вихревом закромочном следе и при смешении потоков, сходящих с вогнутой и выпуклой частей профиля;

в) потери в скачках уплотнения и при взаимодействии их с пограничным слоем.

2. Концевые потери:

а) от вторичных течений (парного вихря) в решетках СА и РК и потери в пограничном слое у торцовых стенок;

б) от перетеканий в радиальном зазоре.

3. Дополнительные потери (вне решетки):

а) от трения и вихреобразований в пограничном слое у боковых стенок в осевом зазоре;

б) от трения диска о газ;

в) от перетеканий через лабиринтные уплотнения и щели;

г) от смешения основного потока с охлаждающим воздухом.

При течении газа в решетках гидравлические сопротивления (потери) приводят к уменьшению кинетической энергии и полного давления газа, в результате чего уменьшаются скорости истечения газа из решеток СА и РК и уменьшается эффективная работа турбины.

Гидравлические потери в турбинных решетках оцениваются с помощью коэффициента потерь ξ_{Σ} , под которым понимают отношение потерь теплоперепада в решетке ΔH к располагаемому изэнтропическому теплоперепаду в решетке $H_{ад}$

$$\xi_{\Sigma} = \Delta H / H_{ад} \text{ или } \xi_{\Sigma} = L'_r / L_{ад},$$

где $\Delta H = L'_r$; $H_{ад} = L_{ад}$, L'_r — невозвратимые потери в решетке.

Для решетки соплового аппарата

$$L'_{r.c.a} = \frac{c_{1ад}^2 - c_1^2}{2} = \xi_{c.a} \frac{c_{1ад}^2}{2}; \quad (1.7)$$

для решетки рабочего колеса

$$L'_{r.p.k} = \frac{w_{2ад}^2 - w_2^2}{2} = \xi_{p.k} \frac{w_{2ад}^2}{2}. \quad (1.8)$$

Коэффициент потерь в решетке можно представить в виде суммы коэффициентов отдельных видов потерь в решетке

$$\xi_{\Sigma} = \xi_{пр} + \xi_{вт} + \xi_{\delta} = \xi_{пр} + \xi_k,$$

где $\xi_{пр}$ — коэффициент профильных потерь;
 $\xi_{вт}$ — коэффициент вторичных потерь;
 ξ_{δ} — коэффициент потерь, связанных с перетеканиями в радиальном зазоре;

$\xi_k = \xi_{вт} + \xi_{\delta}$ — коэффициент концевых потерь.

При расчетах течения газа в турбинных решетках профильные потери чаще учитывают с помощью коэффициентов скорости $\varphi = c_1/c_{1ад}$ и $\psi = w_2/w_{2ад}$.

Из соотношений (1.7) и (1.8) видно, что

$$\varphi^2 = 1 - \xi_{с.а} \text{ и } \psi^2 = 1 - \xi_{p.k}.$$

Иногда с помощью коэффициентов скорости φ и ψ учитывают не только профильные, но и вторичные потери. В этом случае $\varphi^2 = 1 - \xi_{пр} - \xi_{вт}$ и $\psi^2 = 1 - \xi_{пр} - \xi_{вт}$.

Потери полного давления в решетке оценивают с помощью коэффициента потерь давления σ^*

$$\sigma_{с.а}^* = \frac{p_1^*}{p_0^*} \text{ и } \sigma_{p.k}^* = \frac{p_{2w}^*}{p_{1w}^*}.$$

Связь между величинами σ^* и φ (или ψ) выражается формулой

$$\sigma_{с.а}^* = \frac{\pi (\lambda_1/\varphi)}{\pi (\lambda_1)}; \quad \sigma_{p.k}^* = \frac{\pi (\lambda_{2w}/\psi)}{\pi (\lambda_{2w})}.$$

Коэффициенты потерь обычно получают экспериментально при продувках плоских или кольцевых турбинных решеток.

1.3.1. Коэффициент профильных потерь и его зависимость от основных параметров решетки

Результаты экспериментальных исследований показывают, что коэффициент профильных потерь ($\xi_{пр}$ или коэффициенты скорости φ и ψ) зависит главным образом от следующих параметров: угла изгиба профиля $\theta = 180 - (\beta_{1л} + \beta_{2л})$, характеризующего поворот потока в решетке $\epsilon = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$, степени конфузурности межлопаточного канала K_p , толщины входных и выходных кромок d_1 и d_2 , густоты решетки, а также от угла атаки i , чисел M и Re . Конфузурность решетки характеризуется величи-

ной $K_p = \sin \beta_{1л} / \sin \beta_{2л}$, а степень конфузорности течения — отношением площадей струи на входе в решетку и на выходе из нее $K = f_1 / f_2 \cong \sin \beta_1 / \sin \beta_2$. Для активных решеток $K_p = 1$, а для реактивных — $K_p > 1$. При $K_p < 1$ решетка будет диффузорной. Для турбинных решеток $K_p \geq 1$.

Экспериментально профильные потери определяются как сумма коэффициентов потерь на трение и кромочных потерь $\xi_{пр} =$

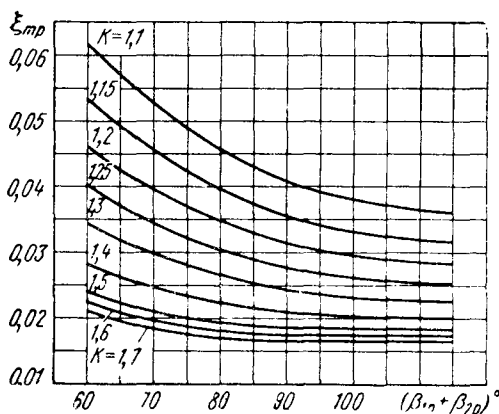


Рис. 1.7. Зависимость потерь трения в решетках от суммы углов $\beta_{1л} + \beta_{2л}$

$= \xi_{тр} + \xi_{кр}$. При проектировании решеток желательно иметь раздельные данные по этим потерям.

Для современных профилей, обтекаемых дозвуковым потоком, потери на трение в решетке в зависимости от суммы углов $(\beta_{1л} + \beta_{2л})$ и конфузорности решетки могут быть определены по экспериментальным данным Г. Ю. Степанова и В. Л. Эпштейна [23] и характеризуются зависимостями, приведенными на рис. 1.7. Из графика рис. 1.7 видно, что потери на трение уменьшаются при увеличении суммы углов решетки и величины K_p . Таким образом, в реактивной решетке потери значительно меньше, чем в активной решетке.

Приведенные на рис. 1.7 средние значения потерь на трение в плоских решетках соответствуют оптимальным значениям относительной толщины профилей, которая зависит от угла поворота потока и типа решетки, а от нее, в свою очередь, зависит форма межлопаточного канала и характер течения в решетке.

Г. Ю. Степановым предложена формула для определения оптимальной относительной толщины профиля

$$\left(\frac{c_{\max}}{b} \right)_{\text{опт}} = 1 - A \sin \beta_{1л},$$

где A — экспериментальный коэффициент, равный 0,8—1,0 — для активных решеток и 1,0—1,1 — для реактивных решеток.

Кромочные потери возникают в результате взаимодействия пограничных слоев, стекающих с вогнутой и выпуклой сторон профиля. Они зависят от состояния пограничного слоя у задней кромки. При отрыве пограничного слоя кромочные потери резко возрастают.

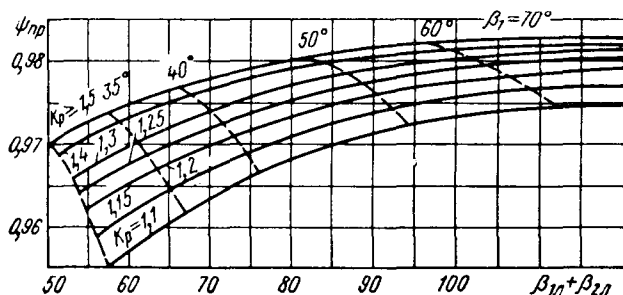


Рис. 1.8. Зависимость коэффициента скорости $\psi_{пр}$ от степени конфузорности решетки K_p и угла поворота потока в ней

Коэффициент кромочных потерь в ряде работ [1, 23, 28] рекомендуется оценивать по эмпирической формуле

$$\xi_{кр} = 0,2 \frac{d_2}{a} = 0,2 \frac{d_2}{t \sin \beta_{2p}},$$

где a — ширина узкого сечения межлопаточного канала решетки;

β_{2p} — выходной угол решетки.

При известных значениях коэффициентов потерь на трение и кромочных потерь может быть определен коэффициент профильных потерь в плоских решетках при дозвуковых скоростях потока.

$$\xi_{пр} = \xi_{тр} + \xi_{кр}.$$

На основании вышеприведенных данных в работе [28] рассчитаны значения $\xi_{пр}$ и коэффициента скорости $\psi = \sqrt{1 - \xi_{пр}}$ при различных значениях углов поворота потока и степени конфузорности решетки. Зависимости $\psi_{пр} = f[(\beta_{1л} + \beta_{2л}), K_p]$, приведенные на рис. 1.8, могут быть использованы для оценки коэффициентов скорости φ и ψ при дозвуковых скоростях потока в решетках в области автомодельности по числу Re .

1.3.2. Коэффициент вторичных потерь

Для оценки вторичных потерь в решетках может быть использована полученная на основании опытных данных (см. рис. 3.11 и 3.12) полуэмпирическая формула

$$\bar{\xi} = \frac{\xi_{вт}}{\xi_{\Sigma}} = \frac{A}{1 + 0,5\tilde{h}}, \quad (1.9)$$

где $\xi_{\Sigma} = \xi_{пр} + \xi_{вт}$; $\tilde{h} = \frac{h_{л}}{a}$;

$h_{л}$ — длина лопатки; $a = t \sin \beta_{2р} (t \sin \alpha_{1р})$ коэффициент $A = 1,0 \div 1,1$; меньшее значение ($A = 1,0$) для решеток с углом поворота потока $\varepsilon = 180 - (\beta_1 + \beta_2) \leq 70^\circ$, большее значение ($A = 1,1$) для решеток с углом поворота потока $\varepsilon = 110^\circ$.

Тогда коэффициент вторичных потерь

$$\xi_{вт} = \xi_{\Sigma} \bar{\xi} \text{ или } \xi_{вт} = \xi_{пр} \frac{\bar{\xi}}{1 - \bar{\xi}}.$$

Из формулы (1.9) видно, что чем меньше величина $\tilde{h}$ (чем короче лопатка), тем больше потери от вторичных течений.

По известным значениям коэффициентов $\xi_{пр}$ и $\xi_{вт}$ можно определить величину коэффициентов скорости φ и ψ , учитывающих не только профильные, но и вторичные потери.

1.3.3. Потери от перетеканий в радиальном зазоре

В зависимости от диаметра турбины и жесткости ее конструкции радиальный зазор между концом лопатки и корпусом турбины в холодном состоянии выбирается в пределах $\delta = 0,5 \div 1,5$ мм. С увеличением радиального зазора потери в турбинной ступени возрастают, а к. п. д. уменьшается. Потери из-за радиального зазора вызываются тем, что:

1) часть газа уходит через зазор, не совершая работы в колесе;

2) возникает вихревая зона у выходной кромки со стороны спинки лопатки;

3) уменьшается разность давлений на лопатку в периферийной части и соответственно снижаются аэродинамическая сила в концевой части лопатки и работа турбины.

Коэффициент потерь ξ_{δ} , вызванных перетеканием газа через радиальный зазор, можно считать равным отношению расходов газа через зазор и через решетку (полагая, что кинетическая энергия газа, протекающего через зазор, полностью теряется). Это отношение расходов в решетке с лопатками без полочных бандажей, в свою очередь, приблизительно пропорционально отношению площадей соответствующих сечений [23]:

$$\xi_{\delta} = \frac{G_{\delta}}{G} \approx k_G \frac{\delta \delta}{t h_{л} \sin \beta}, \quad (1.10)$$

где $k_G = 0,5 \div 0,7$ — коэффициент расхода.

Коэффициент расхода k_G зависит от гидравлических сопротивлений в зазоре: большие величины k_G соответствуют лопаткам с более тонкими концевыми сечениями.

Расчеты и экспериментальные данные показывают, что увеличение относительного радиального зазора $\bar{\delta} = \delta/h_d$ на 0,01 приводит к снижению к. п. д. турбинной ступени в среднем на 1,5—2,5% [24]. Экспериментальная зависимость величины $(1-\xi_s)$ от относительного радиального зазора приведена на рис. 1.9.

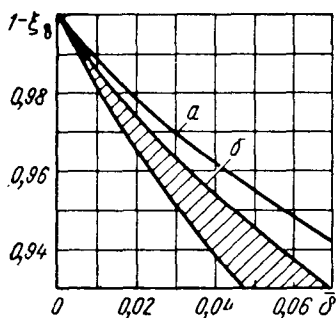


Рис. 1.9. Зависимость потерь в радиальном зазоре от величины относительного зазора $\bar{\delta} = \delta/h_d$:

a—активная ступень; *б*—реактивная ступень

В случае применения лопаток с бандажными полками, образующими бандажное кольцо, ξ_s принимается равным нулю, а возможность перетекания газа над бандажным кольцом почти полностью устраняется путем применения специальных лабиринтных уплотнений. Применение бандажных полок и лабиринтных уплотнений над ними увеличивает к. п. д. турбины примерно на 2—3%. Однако применение бандажных полок часто бывает ограничено, так как в них при больших

окружных скоростях на периферии лопаток, малой густоте решеток профилей и небольшой толщине самих полок развиваются напряжения, превышающие допустимые. В таких случаях может оказаться целесообразным применение узких полок, которые не полностью перекрывают межлопаточный канал. Опыт показывает, что постановка таких полок также уменьшает потери, вызванные наличием радиального зазора.

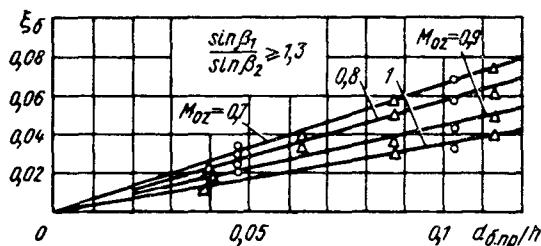


Рис. 1.10. Зависимость коэффициента потерь в решетке от относительного диаметра бандажной проволоки

В ряде случаев для предотвращения резонансных колебаний лопаток рабочего колеса применяют бандажирование лопаток с помощью проволоки. Наличие бандажной проволоки в межло-

паточном канале приводит к дополнительным гидравлическим потерям. Для оценки потерь в ступени турбины, вносимых бандажной проволокой, могут быть использованы полученные в работе [15] экспериментальные зависимости $\xi_s = f(d_6/h)$ (рис. 1.10), где d_6 — диаметр бандажной проволоки.

1.3.4. Дополнительные потери

Потери от трения и вихреобразований в пограничном слое у боковых стенок в осевом зазоре и потери от смешения основного потока с охлаждающим воздухом малы (обычно меньше 1%), поэтому в приближенных расчетах ими обычно пренебрегают.

Приведенные зависимости для оценки профильных потерь в ступени даны для случаев обтекания решеток под оптимальными углами атаки. При отклонении углов атаки от их оптимальных значений потери в решетке возрастают (рис. 1.11).

1.3.5. Зависимость потерь от густоты решетки

Влияние густоты решетки на потери в ней проявляется следующим образом. С уменьшением густоты решетки уменьшаются поверхность трения газа о лопатки и потери на трение в решетке. Однако при этом давление на вогнутой поверхности профиля (корытце) увеличивается, а на выпуклой (спинке) падает. Это вызывает увеличение скорости у спинки профиля и местной диффузорности течения на выходном участке выпуклой стороны профиля, что может привести к отрыву пограничного слоя, а следовательно, — к росту потерь.

Взаимопротивоположное влияние этих двух факторов приводит к тому, что для каждой решетки имеется оптимальная густота (относительный шаг), при которой потери в ней минимальны.

Оптимальная величина относительного шага решетки может быть определена по эмпирической формуле, предложенной В. И. Дышлевским:

$$\left(\frac{t}{b}\right)_{\text{опт}} = 0,55 \left[\frac{180}{180 - (\beta_1 + \beta_2)} \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right]^{\frac{1}{3}} (1 - \bar{c}), \quad (1.11)$$

где $\bar{c} = c_{\text{max}}/b$ — относительная толщина профиля (c_{max} — максимальная толщина профиля).

Формула (1.11) дает удовлетворительные результаты при углах $\beta_2 < 40^\circ$. Для СА следует заменить β_1 на α_0 и β_2 на α_1 .

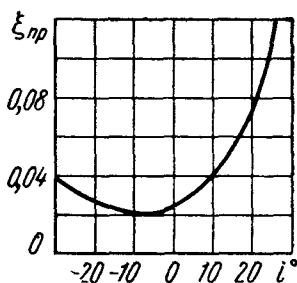


Рис. 1.11. Зависимость профильных потерь от угла атаки

Следует отметить, что формула (1.11) непосредственно не отражает влияния уровня скоростей в решетке на величину $(t/b)_{\text{опт}}$. Очевидно, что при прочих равных условиях, чем больше скорость на выходе из решетки λ_2 , тем больше должна быть густота решетки.

1.3.6. КПД турбины

Эффективность турбины оценивается ее коэффициентом полезного действия.

В авиационных турбинах учет всех безвозвратных гидродинамических потерь обычно производится с помощью к. п. д. по параметрам заторможенного потока

$$\eta_T^* = \frac{L_T}{L_{\text{ад.т}}^*} = \frac{i_0^* - i_2^*}{i_0^* - i_{2\text{ад}}^*} = \frac{\Delta i^*}{\Delta i_{\text{ад}}^*} \approx \frac{\Delta T^*}{\Delta T_{\text{ад}}^*}, \quad (1.12)$$

где $L_T = i_0^* - i_2^*$ — эффективная работа турбины на окружности колеса;

$L_{\text{ад.т}}^* = i_0^* - i_{2\text{ад}}^* = c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2^*}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$ — адиабатическая работа расширения газа в турбине. Этот к. п. д. удобен при анализе процессов в газотурбинном двигателе и анализе совместных режимов работы турбины и реактивного сопла.

Найдем связь между коэффициентом потерь и к. п. д. турбины

$$\eta_T^* = \frac{L_T}{L_{\text{ад.т}}^*} = \frac{L_{\text{ад.т}} - L'_{r\tau} - (c_2^2/2)}{L_{\text{ад.т}} - (c_2^2/2)}.$$

Отсюда

$$\eta_T^* = 1 - \frac{\xi_{r\tau}}{1 - \frac{c_2^2}{2L_{\text{ад.т}}}}, \quad (1.13)$$

где

$$\xi_{r\tau} = \frac{L'_{r\tau}}{L_{\text{ад.т}}}; \quad L'_{r\tau} = \sum L'_{ri} = \sum \xi_i L_{\text{ад}i};$$

L'_{ri} и ξ_i — невозвратимые потери и коэффициент потерь в отдельных элементах турбины.

КПД ступени турбины может быть также определен по известным значениям коэффициентов скоростей φ и ψ

$$\eta_{\text{ст}}^* = \frac{L_{\text{ст}}}{L_{\text{ад.ст}}^*} \approx \frac{L_{\text{ст}}}{L_{\text{ст}} + L'_{r\text{ст}}} = \frac{1}{1 + (L'_{r\text{ст}}/L_{\text{ст}})},$$

где $L'_{r\text{ст}} = L'_{r\text{с.а}} + L'_{r\text{п.к}} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2} + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2}$.

Для оценки гидравлического совершенства турбины иногда применяется адиабатический к. п. д., определяемый по параметрам незаторможенного потока на выходе из турбины:

$$\eta_{ад.т} = \frac{L_т + \frac{c_2^2}{2}}{L_{ад.т}} = \frac{i_0^* - i_2}{i_0^* - i_{2ад}} \approx \frac{\Delta T}{\Delta T_{ад}}. \quad (1.14)$$

Наряду с к. п. д. η_t^* и $\eta_{ад.т}$ для оценки эффективности турбины как машины привода (турбин турбовинтовых двигателей, стационарных газовых турбин и турбин привода агрегатов) применяется эффективный (мощностной) к. п. д., определяемый отношением эффективной работы, снимаемой с вала турбины, к располагаемой энергии газа, протекающего через турбину:

$$\eta_t = \frac{L_т}{L_{ад.т}} = \frac{L_т}{L_{ад.т}^* + \frac{c_2^2}{2}}. \quad (1.15)$$

Эффективный к. п. д. характеризует степень использования располагаемой энергии ($L_{ад.т}$) для получения работы на валу ($L_т$) в реальном процессе расширения газа, т. е. учитывает все виды потерь в турбине, в том числе и потери с выходной скоростью.

Все три рассмотренных выше к. п. д. взаимосвязаны. Найдем связь η_t^* с $\eta_{ад.т}$ и η_t .

Подставляя в выражения (1.12) и (1.14) значение $L_т$ из формулы (1.15), получим

$$L_{ад.т}^* = \frac{c_2^2}{2} \frac{\eta_t^*}{\eta_t^* - \eta_t}; \quad (1.16)$$

$$L_{ад.т} = \frac{c_2^2}{2} \frac{1}{\eta_{ад.т} - \eta_t}. \quad (1.17)$$

Приравнявая правые части этих уравнений, после преобразований получим

$$\eta_t^* = \frac{\eta_t}{\eta_t + (1 - \eta_{ад.т})}. \quad (1.18)$$

Для современных авиационных газовых турбин достигнутые значения рассмотренных к. п. д. на расчетном режиме лежат в следующих пределах: $\eta_t^* = 0,89 \div 0,93$; $\eta_{ад.т} = 0,9 \div 0,94$; $\eta_t = 0,75 \div 0,85$.

Бóльшие значения к. п. д. относятся к многоступенчатым турбинам. Адиабатический к. п. д. отдельных ступеней турбины достиг величины $\eta_{ст}^* = 0,91 \div 0,925$.

Кроме рассмотренных выше к. п. д., гидравлическое совершенство газовых турбин иногда оценивается с помощью политропического к. п. д. по параметрам заторможенного потока

$$\eta_{\text{пол}}^* = \frac{L_{\tau}}{\int_2^0 \frac{dp^*}{\rho^*}} = \frac{\frac{k}{k-1} R(T_0^* - T_2^*)}{\frac{n}{n-1} R(T_0^* - T_2^*)} = \frac{\frac{k}{k-1}}{\frac{n}{n-1}},$$

где n — показатель политропы условного процесса, характеризующего изменение параметров заторможенного потока в турбине.

Для выполненных турбин с различной нагруженностью ступеней политропический к. п. д. лежит в пределах $\eta_{\text{пол}}^* = 0,88 \div 0,92$. Максимальный уровень политропического к. п. д. достиг величины 0,92—0,925 и в последние годы почти не изменяется.

Анализ влияния различных факторов на к. п. д. турбины рассматривается в следующей главе.

1.4. ПОНЯТИЕ О СТЕПЕНИ РЕАКТИВНОСТИ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

В ступенях газовых турбин процесс расширения газа происходит как в сопловом аппарате, так и в рабочем колесе. Соотношение между адиабатическими работами расширения газа в сопловом аппарате и рабочем колесе элементарной ступени характеризуется степенью реактивности q . Под степенью реактивности ступени понимают отношение адиабатической работы расширения газа в рабочем колесе к адиабатической работе расширения газа во всей ступени:

$$q = \frac{L_{\text{ад.р.к}}}{L_{\text{ад.ст}}},$$

где

$$L_{\text{ад.р.к}} = c_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

$$L_{\text{ад.ст}} = c_p T_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Изменение теплосодержания, эквивалентное адиабатической работе расширения газа, называют располагаемым (адиабатическим) теплоперепадом $H = L_{\text{ад}}$. В соответствии с этим степень реактивности часто определяют как отношение адиабатического теплоперепада в рабочем колесе к адиабатическому теплоперепаду в ступени: $q = H_{\text{р.к}}/H_{\text{ст}}$.

Степень реактивности, определяя соотношение работ расширения газа в элементах ступени, одновременно является параметром, характеризующим степень конфузурности рабочей ре-

шетки. С увеличением q степень расширения газа, а следовательно, и степень конфузорности каналов в решетке рабочего колеса возрастает.

При $q=1$ газ расширяется только в рабочем колесе, в сопловом же аппарате происходит только поворот потока, а давление газа не изменяется ($p_1=p_0$).

В активной турбине ($q=0$) газ расширяется только в сопловом аппарате, а в рабочем колесе давление газа не изменяется ($p_2=p_1$).

При $q<0$ в рабочем колесе происходит не понижение, а повышение статического давления. Межлопаточный канал в такой решетке будет диффузорным. В турбинных решетках, имеющих большие углы поворота потока, отрицательная реактивность может привести к отрыву пограничного слоя и к дополнительному росту потерь в решетке. Поэтому на расчетном режиме отрицательная степень реактивности обычно не допускается.

При всех обычно применяемых способах распределения параметров потока по радиусу степень реактивности уменьшается от периферии к корню лопатки. Характер изменения q по радиусу зависит главным образом от закона распределения параметров потока по радиусу (см. § 2.4).

Чтобы не иметь отрицательной степени реактивности у корня лопатки, на среднем радиусе величину q выбирают в пределах $q_{cp}=0,25\div 0,5$.

Бóльшие значения q относятся к ступеням, у которых бóльшая относительная длина лопатки (меньшая величина отношения $D_{cp}/h_{л}$).

Степень реактивности, подсчитанная по адиабатическим перепадам, непосредственно не связана с кинематикой потока. Поэтому в теории турбин иногда вводят понятия кинематической степени реактивности

$$q_k = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u}.$$

Кинематическая степень реактивности, в которую входят соотношения теплоперепадов, эквивалентных действительным величинам скоростей, определяется треугольником скоростей, т. е. она связана с кинематикой потока в ступени. Поэтому в практике проектирования турбин ею удобно пользоваться. По своему абсолютному значению она несколько меньше степени реактивности, подсчитанной по отношению адиабатических теплоперепадов (примерно на 1,5—2%). Это отличие будет тем меньше, чем меньше будут отличаться осевые составляющие скорости на входе и выходе из рабочего колеса и чем меньшую долю гидравлических потерь в ступени будут составлять потери в нем. При расчетах величина q_k выбирается в тех же пределах, которые были рекомендованы для термодинамической степени реактивности.

1.5. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ПАРАМЕТРЫ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

При расчете турбины исходными величинами обычно являются полное давление p_0^* , температура заторможенного потока T_0^* , расход газа G , работа L_T и частота вращения колеса турбины.

Для того чтобы рассчитать турбину, необходимо выбрать ряд основных определяющих параметров каждой ступени, позволяющих построить треугольники скоростей и обеспечить получение заданной работы турбины при высоком к. п. д.

Определяющие параметры обычно выбираются для среднего радиуса турбины. По ним в соответствии с заданными исходными величинами рассчитывают треугольники скоростей и определяют изменение параметров потока в ступени по высоте лопатки.

Из рассмотрения плана скоростей (см. рис. 1.4) видно, что при известной величине работы ступени турбины $L_{ст}$ для построения треугольников скоростей, характеризующих кинематику течения газа в ступени, достаточно знать четыре размерных или безразмерных определяющих параметра.

От правильного выбора величины определяющих параметров зависят потери в турбине и ее к. п. д.

В качестве определяющих параметров ступени турбины могут быть приняты следующие величины.

1. Коэффициент нагрузки μ , который представляет собой отношение работы, снимаемой с лопаточного венца турбины, к параметру u^2 на соответствующем радиусе

$$\mu = \frac{L_u}{u^2}.$$

Так как обычно $L_u \approx L_{ст} = u (c_{1u} + c_{2u})$, то

$$\mu = \frac{c_{1u} + c_{2u}}{u}.$$

При заданной работе ступени турбины коэффициент нагрузки однозначно определяет величину окружной скорости $u = \sqrt{L_{ст}/\mu}$.

2. Степень реактивности.

Величина степени реактивности определяет распределение перепадов давления между СА и РК и в сочетании с другими параметрами позволяет найти кинематические параметры потока и построить треугольники скоростей.

3. Число M по осевой скорости на выходе из ступени M_{2a} . Значение M_{2a} влияет на размеры проходного сечения F_2 , на потери в турбине и в затурбинном устройстве, на протекание характеристик и на запас работы турбины в системе ГТД.

Под запасом работы турбины в системе ГТД понимается способность ее увеличивать работу при понижении давления за ней и постоянной частоте вращения турбокомпрессора. Когда при этом эффективная работа турбины перестает возрастать, наступает так называемое «запирание» турбины по работе.

Величина запаса работы определяется разностью между максимальной работой и ее значением на расчетном режиме.

4. Угол между вектором абсолютной скорости потока на выходе из турбины и плоскостью вращения α_2 . Величина угла α_2 определяет потери в затурбинном диффузоре и реактивном сопле двигателя, определяет число M_{2a} , при котором происходит «запирание» турбины по работе, оказывает влияние на работу последующей ступени*.

5. Отношение осевых скоростей в ступени $K_a = c_{1a}/c_{2a}$. От величины K_a зависят форма треугольников скоростей и форма меридионального профиля проточной части ступени турбины.

6. Параметры u/c_1 , $u/c_{ад}$ или $u/c_{ад}^*$, где $c_{ад} = \sqrt{2L_{ад.т}}$, $c_{ад}^* = \sqrt{2L_{ад.т}^*}$. От величины этих параметров зависит коэффициент нагрузки ступени турбины

$$\mu = \frac{L_u}{u^2} = \frac{L_{ад.ст}^* \eta_{ст}^*}{\delta_{р.к} u^2},$$

где $\delta_{р.к} = L_{ст}/L_u$ — коэффициент, учитывающий перетекание в радиальном зазоре и трение диска и обода. Обычно $\delta_{р.к} = 0,97 \div 0,98$.

Так как

$$u^2 = \left(\frac{u}{c_{ад}^*} \right)^2 c_{ад}^{*2} = \left(\frac{u}{c_{ад}^*} \right)^2 2L_{ад}^*,$$

$$\text{то } \mu = \frac{1}{2} \frac{\eta_{ст}^*}{\delta_{р.к} (u/c_{ад}^*)^2}.$$

При расчете авиационных газовых турбин наиболее целесообразно принять методику расчета, основанную на использовании следующих определяющих параметров:

$$\mu, M_{2a}, \alpha_2, K_a \text{ или } \mu, q, \alpha_1, \alpha_2 \text{ (или } M_{2a}).$$

Любая из этих систем определяет кинематику потока на данном радиусе.

Наряду с этим применяются методы расчета, в которых используются определяющие параметры $u/c_{ад}$ (или u/c_1), q , α_1 , β_2 или u/c_1 , q , u , α_1 и другие их комбинации.

Для турбин авиационных ГТД система определяющих параметров, в которую входит параметр $u/c_{ад}$, неудобна, так как для таких турбин заданной является эффективная, а не адиабатическая работа. При заданной же эффективной работе L_T и вы-

* В качестве определяющих параметров могут быть также приняты углы α_1 или β_2 .

бранном в качестве исходного параметра $u/c_{ад}$ окружная скорость турбины, в значительной мере определяющая ее лобовые габариты, не может быть найдена до тех пор, пока в результате расчета не определена адиабатическая работа $L_{ад.т}$. Кроме того, при использовании этой системы определяющих параметров не могут быть заданы непосредственно величины угла α_2 и числа $M_{2с}$. Они определяются в результате расчета и могут оказаться неприемлемыми, что потребует проведения нескольких вариантов расчета.

Наивыгоднейшие значения определяющих параметров выбираются на основании анализа влияния их на к. п. д. и работу ступени турбины.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТУРБИНЫ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ЕЕ К.П.Д.

2.1. СТЕПЕНЬ НАГРУЖЕННОСТИ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Газодинамическая нагруженность ступени турбины обычно характеризуется величиной работы или срабатываемого в ней теплоперепада при заданной окружной скорости вращения рабочего колеса.

В качестве критерия, характеризующего степень нагруженности ступени турбины, в практике принимают параметр $u/c_{ад}$ или коэффициент нагрузки ступени $\mu = L_u/u^2$, где u — окружная скорость на среднем диаметре ступени, $c_{ад}$ — некоторая условная скорость потока, кинетическая энергия которой равна располагаемой работе расширения газа в ступени:

$$\frac{c_{ад}^2}{2} = L_{ад}.$$

Как было сказано, пользоваться параметром $u/c_{ад}$ при расчете турбин газотурбинных двигателей зачастую бывает чрезвычайно неудобно, так как скорость $c_{ад}$ для промежуточной или последней ступени многоступенчатой турбины является функцией многих газодинамических величин, получаемых в результате полного расчета турбины и, следовательно, неизвестных в начале проектирования.

Для характеристики степени нагруженности турбинной ступени удобнее использовать коэффициент нагрузки μ , не имеющий указанного выше недостатка.

Преимущества использования коэффициента нагрузки в качестве критерия степени нагруженности турбины особенно проявляются при расчете многоступенчатых турбин, когда возникает необходимость распределить работу, приходящуюся на всю турбину, между ее ступенями. Это является важной задачей, ибо в зависимости от распределения работы между ступенями будут определяться не только геометрические размеры проточной части турбины и форма ее в меридиональном сечении, но и эксплуатационные характеристики турбины и двигателя (изменение к. п. д. турбины в зависимости от изменения частоты вращения, запуск двигателя, приемистость и др.).

Так, например, чем больше нагружена первая ступень двухступенчатой турбины одновального двигателя при заданной работе всей турбины, тем легче спроектировать вторую ступень с осевым выходом газа и тем меньше будет температура ее рабочей лопатки, которая из-за большей длины претерпевает большие нагрузки от воздействия центробежных и зачастую газовых сил, чем лопатка первой ступени.

При распределении работы между ступенями необходимо учитывать также работу турбины на нерасчетных режимах. Известно, что при уменьшении перепада давления в турбине в первую очередь уменьшается перепад давления на последних ступенях. Поэтому при малых нагрузках, особенно на режимах двигателя, близких к режиму малого газа, вторая ступень настолько недогружается, что может попасть в так называемый компрессорный режим, на котором отводимая работа от этой ступени $L_{ст} \leq 0$. И чем больше ступеней в турбине, тем в большей степени это проявляется. В многоступенчатой турбине последняя ступень может попасть в компрессорный режим даже при сравнительно небольшом уменьшении частоты вращения турбокомпрессора против его максимального значения, так как в этом случае объемный расход газа через первую ступень турбины изменяется очень мало и чем больше степень повышения давления в компрессоре на максимальных оборотах, тем в большем диапазоне их уменьшения он остается неизменным. Поэтому и перепад давления, срабатываемый на первой ступени, также практически остается неизменным. А так как общий перепад давления на линии расширения с уменьшением частоты вращения уменьшается (давление за компрессором уменьшается при неизменном атмосферном давлении), то это происходит сначала за счет уменьшения перепада давлений на реактивном сопле (при постоянной площади его критического сечения), а затем и за счет уменьшения перепада давлений на последних ступенях турбины.

Такая турбина будет иметь плохие пусковые характеристики, т. е. запустить двигатель будет трудно. Исходя из этих соображений желательно нагружать последнюю ступень турбины больше, чем первые.

С другой стороны, перегрузка последних ступеней турбины может изменить обычный характер изменения к. п. д. турбины при изменении частоты вращения так, что максимальное значение к. п. д. будет не на максимальных, а на меньших оборотах (рис. 2.1). Разумеется, что распределение работы между ступенями турбины зависит и от схемы проточной части в меридиональном сечении. Если, например, принять схему проточной части с постоянным наружным диаметром (см. рис. 3.7, а), то ясно, что передать на последнюю ступень работу, большую или такую же, как на первую, не удастся без заметного снижения к. п. д. турбины на расчетных максимальных оборотах. Поэтому

при проектировании турбины распределение работы между ступенями должно производиться с учетом требований, предъявляемых к двигателю в целом.

Коэффициент нагрузки является одним из параметров, определяющих величину к. п. д. ступени турбины. Найдем зависимость к. п. д. от коэффициента нагрузки.

Из выражений коэффициента нагрузки и к. п. д. ступени турбины находим

$$\mu = \frac{L_u}{u^2} = \frac{L_{ал}\eta_{т}}{u^2}$$

$$\text{или } \mu = \frac{L_{ал}\eta_{т}}{x^2 2L_{ал}} = \frac{\eta_{т}}{2x^2},$$

$$\text{где } x = \frac{u}{c_{ал}} = \frac{u}{\sqrt{2}L_{ал}}.$$

$$\text{Тогда } \eta_{т} = 2\mu x^2. \quad (2.1)$$

Аналогично можно найти зависимости $\eta_{ал}(\mu)$ и $\eta_{т}^*(\mu)$:

$$\mu = \frac{L_u}{u^2} = \frac{L_{ал}\eta_{ал} - c_2^2/2}{u^2},$$

$$\text{откуда } \eta_{ал} = \frac{2\mu u^2 + c_2^2}{2L_{ал}} = 2\mu x^2 + \frac{c_2^2}{2L_{ал}}; \quad (2.2)$$

подставляя выражения (2.2) и (2.1) в уравнение

$$\eta_{т}^* = \frac{\eta_{т}}{\eta_{т} + (1 - \eta_{ал.т})},$$

находим

$$\eta_{т}^* = \frac{2\mu x^2}{1 - \frac{c_2^2}{2L_{ал}}}. \quad (2.3)$$

Найдем зависимость $\eta_{т}^* = f(\mu)$ при соответствующих заданных значениях α_1 , φ , ψ и q .

Эффективный к. п. д. ступени турбины

$$\eta_{т} = \frac{L_{ст}}{L_{ал}} = \frac{u(c_{1u} + c_{2u})}{L_{ал}}. \quad (2.4)$$

Из плана скоростей (см. рис. 1.4) имеем

$$c_{2u} = w_2 \cos \beta_2 - u_2 = \psi \cos \beta_2 \sqrt{w_1^2 + 2L_{ал.р.к}} - u_2; \quad (2.5)$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1, \quad (2.6)$$

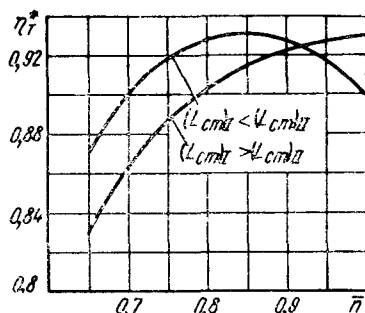


Рис. 2.1. Влияние распределения нагрузки на изменение к. п. д. двухступенчатой турбины по частоте вращения

где $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$, а $L_{ад.р.к} = qL_{ад.ст}$ — адиабатическая работа расширения газа в рабочем колесе.

Можно принять, что $u_1 = u_2$. Тогда, заменив w_1 в выражении (2.5) его значением из равенства (2.6) и подставив полученное выражение для c_{2u} в уравнение (2.4), после преобразований получим

$$\eta_r = 2x \left[\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-q} + \right. \\ \left. + \psi \cos \beta_2 \sqrt{q + \varphi^2(1-q) - 2x\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-q} + x^2 - x} \right]. \quad (2.7)$$

Адиабатический к. п. д. ступени турбины

$$\eta_{ад.т} = \frac{L_{ст} + c_2^2/2}{L_{ад.т}}.$$

Подставив значения $c_2^2 = w_2^2 - u^2 - 2uc_{2u}$ и $L_u = u(c_{1u} + c_{2u})$, после преобразования получим

$$\eta_{ад.т} = \frac{2uc_{1u} - u^2 + w_2^2}{2L_{ад.ст}}. \quad (2.8)$$

$$\text{В свою очередь } \frac{w_2^2}{2} = \psi^2 \left(qL_{ад.ст} + \frac{w_1^2}{2} \right). \quad (2.9)$$

Тогда, подставив выражение (2.9) в равенство (2.8) и разделив числитель и знаменатель полученного выражения на

$c_1^2 = 2\varphi^2(1-q)L_{ад.ст}$, после преобразований получим

$$\eta_{ад.т} = \frac{2uc_{1u} - u^2 + \psi^2 [2qL_{ад.ст} + c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1]}{2L_{ад}}$$

или

$$\eta_{ад.т} = \varphi^2(1-q) \left[\psi^2 + \frac{\psi^2}{\varphi^2} \frac{q}{1-q} + (1-\psi^2)(2x_1 \cos \alpha_1 - x_1^2) \right], \quad (2.10)$$

где $x_1 = u/c_1$.

Выражение (2.10) не совсем удобно для анализа работы ступени турбины, так как скорость c_1 не является характерным параметром. Так, при одинаковой скорости c_1 теплоперепад, срабатываемый в ступени, может быть различным, а при постоянном теплоперепаде можно иметь различную скорость c_1 . Поэтому всегда удобнее относить окружную скорость колеса турбины к $c_{ад}$. Зависимость между скоростями c_1 и $c_{ад}$ может быть записана в виде

$$\frac{c_1^2}{2} = \varphi^2(1-q) \frac{c_{ад}^2}{2} \quad \text{или} \quad c_1 = \varphi c_{ад} \sqrt{1-q}.$$

При этом

$$x_1 = \frac{u}{c_1} = \frac{u}{\varphi c_{ад} \sqrt{1-q}} = x \frac{1}{\varphi \sqrt{1-q}}. \quad (2.11)$$

Подставив в выражение (2.10) значение x_1 из равенства (2.11), после преобразований получим

$$\eta_{a1} = \varphi^2 \psi^2 (1 - q) + \psi^2 q - (1 - \psi^2) (x^2 - 2x\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - q}). \quad (2.12)$$

В полученные зависимости η_t , а следовательно, и μ от u/c_{ad} входит угол β_2 , величина которого зависит от многих параметров, таких, как окружная скорость u , угол α_1 , степень реактивности q и других. Зависимость эта в общем виде довольно сложна, поэтому ограничимся определением ее для некоторых частных, но характерных и пригодных для дальнейшего использования случаев.

Если принять постоянными значения коэффициентов скорости φ и ψ , т. е. пренебречь их изменением при изменении u/c_{ad} , а также принять определенные значения α_1 и q , то η_t , η_{ad} и μ будут однозначно зависеть от u/c_{ad} .

Рассмотрим случай, когда степень реактивности равна нулю. Это относится к корневому сечению лопатки, где ступень имеет степень реактивности, весьма малую или равную нулю. Для ступени с $q \approx 0$ углы входа и выхода из решетки рабочего колеса практически равны ($\beta_1 \approx \beta_2$).

Из треугольника скоростей имеем

$$\cos \beta_1 = \frac{c_1 u - u}{w_1} = \frac{c_1 \cos \alpha_1 - u}{\sqrt{c_1^2 + u^2 - 2u c_1 \cos \alpha_1}}. \quad (2.13)$$

Разделив числитель и знаменатель выражения (2.13) на c_1 и выразив x_1 через x , после преобразований получим

$$\cos \beta_2 = \cos \beta_1 = \frac{\varphi \cos \alpha_1 - x}{\sqrt{\varphi^2 + x^2 - 2x\varphi \cos \alpha_1}}. \quad (2.14)$$

В уравнении (2.7) заменим $\cos \beta_2$ его выражением из равенства (2.14). Тогда для случая $q=0$ из уравнений (2.1) и (2.7) находим

$$\mu = \frac{(1 + \psi)(\varphi \cos \alpha_1 - x)}{x}. \quad (2.15)$$

Отсюда видно, что коэффициент нагрузки μ в достаточно широком диапазоне изменения α_1 изменяется мало и практически является однозначной функцией u/c_{ad} .

Для рассматриваемого случая ($q=0$)

$$\eta_t = 2x [\varphi \cos \alpha_1 + \psi(\varphi \cos \alpha_1 - x) - x] \quad (2.16)$$

и

$$\eta_{ad} = \varphi^2 \psi^2 + (1 - \psi^2)(2x\varphi \cos \alpha_1 - x^2). \quad (2.17)$$

Из рассмотрения этих выражений нетрудно убедиться, что максимумы адиабатического и эффективного к. п. д. соответствуют существенно отличным значениям u/c_{ad} .

Подставив выражения (2.16) и (2.17) в равенство (2.3), с учетом выражения (2.15) получим

$$\eta_T^* = \frac{2\mu}{2\psi\mu - (1 - \psi^2) + \frac{(1 - \varphi^2\psi^2)(1 + \psi + \mu)^2}{(1 + \psi)^2 \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}}. \quad (2.18)$$

Отсюда видно, что η_T^* однозначно связан с коэффициентом нагрузки лишь при постоянных значениях коэффициентов φ и ψ и угла α_1 .

Величину оптимального коэффициента нагрузки ступени турбины найдем из исследования уравнения (2.18) на макси-

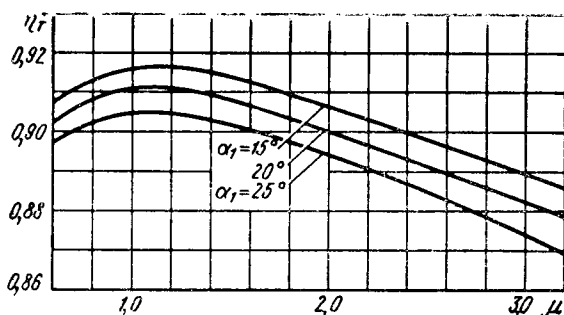


Рис. 2.2. Зависимость к. п. д. турбины η_T^* от коэффициента нагрузки при $q=0,5$

мум. Вычислив производную от η_T^* по μ и приравняв ее нулю, найдем выражение для $\mu_{\text{опт}}$, при котором к. п. д. ступени турбины будет иметь максимальное значение:

$$\mu_{\text{опт}} = \sqrt{(1 + \psi)^2 - \frac{(1 + \psi)^2 (1 - \psi^2)}{1 - \varphi^2 \psi^2} \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}. \quad (2.19)$$

Аналогично с предыдущим случаем ($q=0$) находится зависимость $\eta_T^* = f(\mu)$ и для $q=0,5$, которая представлена в виде графика $\eta_T^*(\mu)$ на рис. 2.2.

Все приведенные зависимости получены без учета изменения коэффициентов φ и ψ с изменением коэффициента нагрузки. В действительности коэффициенты скорости φ и ψ изменяются при изменении μ и x . С увеличением нагрузки на ступень они уменьшаются. Следовательно, в общем случае их нельзя принимать постоянными, в то же время учет их изменения слишком громоздок. Поэтому для нахождения $\eta_T^* = f(\mu)$ целесообразно воспользоваться экспериментальными данными.

В качестве таковых могут быть использованы результаты экспериментального исследования пяти различных турбин с наружным диаметром $D_n=600$ мм и отличающихся:

- а) абсолютным значением длины лопаток ($h_n = 40 \div 100$ мм);
 б) относительным диаметром втулки ($\bar{d} = 0,65 \div 0,75$);
 в) углом α_1 на среднем радиусе ($\alpha_{1cp} = 18 \div 25^\circ$ и $\alpha_{1cp} = 30 \div 36^\circ$);
 г) степенью расширения газа в турбине ($\pi_t^* = 2,0 \div 3,0$);
 д) формой проточной части в меридиональном сечении (от цилиндрической до немного расширяющейся по внутреннему диаметру, $\gamma_b = 0 \div 12^\circ$);

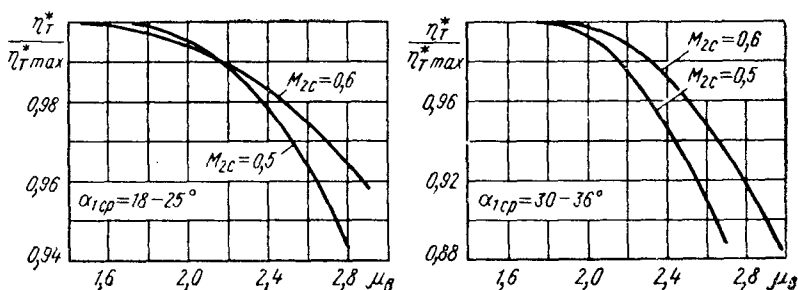


Рис. 2.3. Экспериментальные зависимости к. п. д. турбины от коэффициента нагрузки для пяти турбинных ступеней

- е) коэффициентами нагрузки, отнесенными к корневому сечению ($\mu_b = 1,5 \div 3,0$).

Полученные экспериментальные данные позволили построить зависимости максимальных значений к. п. д. от коэффициента нагрузки в корневом сечении лопаток при определенных значениях чисел M на выходе из турбины (рис. 2.3). Для удобства пользования эти графики представлены в виде зависимостей относительных к. п. д. от коэффициента нагрузки:

$$\frac{\eta_t^*}{(\eta_t^*)_{\max}} = f(\mu_b).$$

В качестве основного исходного параметра коэффициент нагрузки на внутреннем диаметре ступени турбины μ_b выбран потому, что им удобнее пользоваться при выборе схемы проточной части, а также потому, что в корневом сечении обычно максимальны значения числа M_{1w} и угла поворота потока в решетке и минимальна степень конфузورности межлопаточного канала, которые характеризует μ_b .

Дальше будет показано, что при заданном числе M_{2c} , чем больше коэффициент нагрузки, тем больше число M_{1w} , больше угол поворота потока и меньше разность углов $\beta_1 - \beta_2$, которая при больших значениях μ может стать и отрицательной. Это означает, что у проектируемой турбины на некотором участке

длины лопатки может быть диффузорное течение, обуславливающее появление дополнительных потерь.

Исходя из этих соображений, для ступеней с числом $M_{2c} = 0,5 \div 0,6$ при угле $\alpha_{1cp} = 18 \div 25^\circ$ принимается $\mu_b \leq 2,0$ и при $\alpha_{1cp} = 30 \div 36^\circ$ — $\mu_b \leq 2,2$. Если для проектируемого двигателя выбранный закон его регулирования предусматривает увеличение (в условиях полета) перепада давления на турбине, что влечет за собой заметное увеличение коэффициента нагрузки на последней ступени, то для нее исходное значение (в стендовых условиях) μ_b выбирается меньше указанных величин.

Значение коэффициента нагрузки на среднем диаметре может быть получено простым пересчетом

$$\mu_{cp} = \mu_b \left(\frac{2\bar{d}}{1 + \bar{d}} \right)^2.$$

Анализ зависимостей к. п. д. ступени турбины от коэффициента нагрузки показывает, что в диапазоне изменения μ от 1,2 до $1,7\eta_r^*$ изменяется мало. При осевом выходе газа из турбины оптимальное значение коэффициента нагрузки лежит в пределах $(\mu_{cp})_{opt} = 1,3 \div 1,4$. С увеличением закрутки потока на выходе из турбины оптимальное значение коэффициента нагрузки возрастает. При $\alpha_2 = 70 \div 65^\circ$, что можно допустить для ступеней предшествующих последней, значение коэффициента нагрузки может быть увеличено до $(\mu_{cp})_{opt} = 1,75 \div 1,85$.

2.2. СКОРОСТЬ И НАПРАВЛЕНИЕ ПОТОКА НА ВЫХОДЕ ИЗ ТУРБИНЫ

Прежде всего рассмотрим влияние выходной скорости на к. п. д. ступени турбины

$$\eta_r^* = \frac{L_{ct}}{L_{ал.т} - \frac{c_2^2}{2}}. \quad (2.20)$$

Адиабатическая работа расширения газа в ступени

$$L_{ал.ст} = L_{ct} + \frac{c_2^2}{2} + L'_r, \text{ где } L'_r \text{ — невозвратимые потери в ступени.}$$

Так как

$$L'_r = L_r - \Delta L_r = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1ал}^2}{2} + (1 - \psi^2) \frac{w_{2ал}^2}{2},$$

то

$$L_{ал.ст} = L_{ct} + \frac{c_2^2}{2} + (1 - \varphi^2) \frac{c_{1ал}^2}{2} + (1 - \psi^2) \frac{w_{2ал}^2}{2}. \quad (2.21)$$

Рассмотрим два наиболее характерных случая: $q=0$ и $q=0,5$. В случае $q=0$ $\psi w_{2ад} = w_1$, а $L_{ал.ст} = c_{1ад}^2/2$. Тогда после

подстановки соответствующих величин в исходное выражение для к. п. д. (2.20) и преобразований получим

$$\eta_{\tau}^* = \frac{2\varphi^2\psi^2 - \varphi^2}{\frac{k-1}{k+1}(\varphi^2 - \varphi^2\psi^2)\psi^2(1-\varphi^2) \left[\frac{Rk/(k-1)}{L_{ct}/T_3^*} - 1 \right] \lambda_{2c}^2 - (1-\psi^2) \frac{2\mu-1}{2\mu} + \psi^2}, \quad (2.22)$$

где $\mu = L_u/u^2$ и T_3^* — температура заторможенного потока газа на входе в турбину.

Условие $q=0,5$ может быть реализовано, когда $w_{2ал}^2 = w_1^2 + c_{1ал}^2$. В этом случае

$$\eta_{\tau}^* = \frac{\psi^2(1+\varphi^2)}{\frac{k-1}{k+1}[2-\psi^2(1+\psi^2)] \left[\frac{Rk/(k-1)}{L_{ct}/T_3^*} - 1 \right] \lambda_{2c}^2 - (1-\psi^2) \frac{2\mu-1}{\mu} + 2}. \quad (2.23)$$

Для упрощения формул (2.22) и (2.23) в равенстве $\mu = c_{1u}/u + c_{2u}/u$ принято $c_{2u} = 0$.

Анализ этих выражений для к. п. д. показал, что изменение L_{ct}/T_3^* в диапазоне от 180 до 200, представляющем интерес для практического применения в ступенях газовых турбин, мало влияет на к. п. д. турбины. Поэтому при расчете зависимостей $\bar{\eta}_{\tau}^*(M_{2c})$, представленных на рис. 2.4, значение L_{ct}/T_3^* было принято постоянным и равным 200. Здесь $\bar{\eta}_{\tau}^* = \eta_{\tau}^*/\eta_{\tau 0}^*$ — отношение к. п. д. ступени при данном значении M_{2c} к к. п. д. ступени при оптимальном значении M_{2c} . На том же графике нанесены экспериментальные точки, полученные при испытании трех одноступенчатых турбин в системе газотурбинного двигателя, и зависимость (кривая *a*), полученная В. В. Дружиловским в результате испытаний на специальной установке трех турбин, отличающихся расчетным значением числа M_{2c} .

Графики, приведенные на рис. 2.4, дают возможность определить изменение к. п. д. турбины в зависимости от изменения величины выходной скорости.

При выборе расчетного значения числа M на выходе из турбины, кроме рассмотренной зависимости $\bar{\eta}_{\tau}^*(M_{2c})$, необходимо учитывать, что при заданном расходе газа число M_{2c} определяет площадь проходного сечения F_2 , которая, в свою очередь, определяет длину лопаток. С уменьшением M_{2c} увеличиваются длина лопаток и напряжения в них. Кроме того, с ростом длины лопаток при заданном расходе газа уменьшается угол α_1 и увеличивается угол поворота потока, что при малых значениях $M_{2c} < 0,45$ может привести к ухудшению обтекания лопаток и росту потерь в решетках.

При очень длинных лопатках могут возникнуть трудности с профилированием корневых сечений, в которых могут по-

явиться диффузорность межлопаточного канала и большая закрутка на выходе из колеса.

При больших выходных скоростях уменьшается длина лопатки, но снижается к. п. д. турбины и растут потери в затурбинном устройстве, в особенности при наличии закрутки потока (при $\alpha_2 < 90^\circ$).

Экспериментальная зависимость коэффициента восстановления полного давления в затурбинном диффузоре от числа M и угла закрутки потока на выходе из турбины приведена на рис. 2.5*.

Кроме того, при больших M_{2c} уменьшается запас работы турбины, так как увеличение срабатываемого в ней перепада давления приводит лишь к возрастанию выходной скорости, а не мощности.

Из условия увеличения пропускной способности турбины нецелесообразно увеличивать число $M_{2c} > 0,7$, так как при его таких больших

значениях рост пропускной способности турбины и уменьшение длины лопатки происходят очень медленно, а потери в турбине и затурбинном устройстве быстро возрастают.

С учетом всех изложенных выше соображений (из условия приемлемого к. п. д. турбины, малых потерь в затурбинном устройстве, требуемого запаса работы турбины, с учетом требуемого запаса прочности и относительного диаметра втулки последней ступени турбины) рекомендуется выбирать число M за турбиной на режимах работы двигателя, где оно достигает максимального значения, в пределах $M_{2c} = 0,45 \div 0,55$. В турбинах ТВД иногда число M_{2c} доходит до 0,7.

Величина закрутки потока за ступенью турбины, а следовательно, и угла α_2 зависит от коэффициента нагрузки и степени реактивности ступени. Как отмечалось ранее, при расчете турбины обычно задаются коэффициентом нагрузки на внутреннем радиусе r_b .

В корневом сечении лопаток степень реактивности обычно близка к нулю ($q_b \approx 0$). При этом можно считать, что $\beta_1 \approx \beta_2$.

$$\text{Так как } \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u}, \quad \text{а} \quad \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{2a}}{c_{2u} + u},$$

* Заимствованы из работы В. В. Дружиловского «Отбор воздуха в ТРД», Рига, 1958.

$$\frac{c_{1a}}{c_{2a}} = K_a = \frac{c_{1u} - u}{c_{2u} + u} = \frac{(c_{1u}/u) - 1}{(c_{2u}/u) + 1}. \quad (2.24)$$

В свою очередь, $c_{1u}/u = \mu_B - (c_{2u}/u)$, а $c_{2u} = c_{2a}/\operatorname{tg} \alpha_2$.

Подставляя эти значения в выражение (2.24), после преобразований получим

$$\operatorname{ctg} \alpha_2 = \frac{u}{c_{2a}} \frac{\mu_B - K_a - 1}{K_a + 1}. \quad (2.25)$$

Величина K_a обычно выбирается в пределах 0,8—1,0. Меньшее значение K_a берется для турбин с цилиндрической проточ-

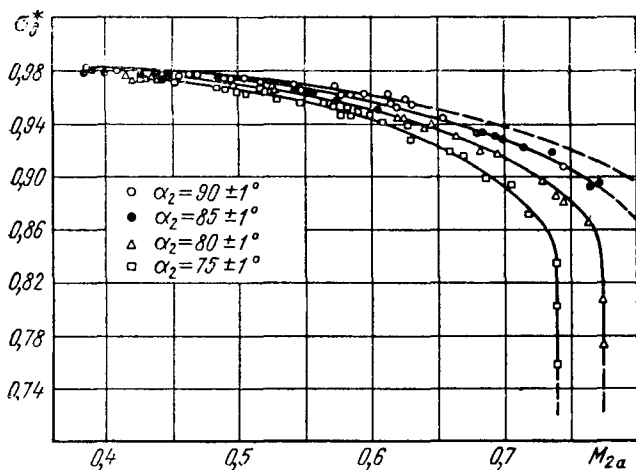


Рис. 2.5. Зависимость коэффициента восстановления полного давления в затурбинном диффузоре σ_d^* от числа M и направления потока за турбиной

ной частью или срабатывающих относительно большие перепады давления.

При известных значениях μ_B , K_a , c_{2a}/u и при условии $\beta_1 \approx \beta_2$ уравнение (2.25) позволяет определить величину угла α_2 в корневом сечении лопаток.

Величина угла α_2 на среднем диаметре турбины является функцией принятого закона изменения окружных составляющих скоростей c_{1u} и c_{2u} по длине лопатки.

Если подсчитанное значение $\alpha_{2\text{ср}}$ окажется существенно меньше 90° , то это может привести к увеличению потерь в затурбинном устройстве и к уменьшению запаса работы турбины.

Закрутка потока на выходе из последней ступени турбины обычно не допускается больше $(90 - \alpha_2) = 8 \div 10^\circ$. На выходе из первой и промежуточных ступеней турбины она может достигать до $20 - 25^\circ$.

Если нежелательно допускать большое значение закрутки потока ($90 - \alpha_2$), то нужно либо разгрузить ступень, перераспределив часть работы на другие ступени, либо увеличить окружную скорость турбины.

2.3. КИНЕМАТИКА ПОТОКА В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

При проектировании турбин приходится решать вопрос о выборе кинематики ступени, обеспечивающей получение наибольшего значения к. п. д.

Кинематика ступени турбины, как известно, определяется соотношением скоростей протекающего через нее потока. Наиболее характерным для турбины авиационного газотурбинного двигателя является соотношение окружной и осевой составляющих абсолютной скорости потока. Отношение алгебраической суммы окружных составляющих абсолютной скорости на входе в рабочую лопатку c_{1u} и на выходе из нее c_{2u} к окружной скорости рабочего колеса u характеризует степень нагруженности ступени турбины, а осевая составляющая c_a — ее пропускную способность.

При проектировании турбины степень ее нагруженности $\mu = \frac{(c_{1u} + c_{2u})}{u}$, как правило, бывает заданной. Она определяется

при выбранных диаметральных размерах турбины удельной работой 1 кг протекающего через нее газа, величина которой диктуется потребной работой компрессора, приводимого турбиной, и его частотой вращения. Что же касается величины осевой составляющей абсолютной скорости, то изменение ее возможно в более широких пределах.

При $c_{1a} \approx c_{2a} = c_a$, что характерно для турбин с формой проточной части, расширяющейся в меридиональном сечении, и при выбранной степени реактивности форма треугольников скоростей, т. е. кинематика ступени, определяется безразмерными коэффициентами

$$\varphi = \frac{c_a}{u} \text{ и } \mu = \frac{L_T}{u^2},$$

где L_T — работа, отведенная от 1 кг газа в ступени турбины. В этой связи и возникает необходимость в определении соотношения этих коэффициентов, при котором потери в турбине при прочих равных условиях были бы минимальными.

Рассмотрим процесс преобразования располагаемой энергии 1 кг газа в работу в ступени турбины [17].

Располагаемая политропическая работа, отнесенная к 1 кг газа, расширяющегося в сопловом аппарате турбины $(L_p)_{с.а.}$,

идет на изменение кинетической энергии потока $(L_c)_{c.a}$ и на потери трения при обтекании лопаток $(L_{тр})_{c.a}$, т. е.

$$(L_p)_{c.a} = (L_c)_{c.a} + (L_{тр})_{c.a}, \quad (2.26)$$

где $(L_c)_{c.a} = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2}$.

С другой стороны, $(L_c)_{c.a} = \omega M_{c.a} / G$, а работу расширения можно выразить через проекцию сил на ось Y и осевую составляющую скорости: $(L_p)_{c.a} = c_a Y'_{c.a} / G$ (рис. 2.6),

где $\omega = \frac{\omega_0 + \omega_1}{2}$ — средняя угловая скорость потока газа при обтекании решетки профилей соплового аппарата;

$M_{c.a} = z r_{cp} X'_{c.a}$ — момент, приложенный к решетке соплового аппарата;

$G = 2\pi \rho c_a r_{cp} h$ — секундный расход газа;

z — число лопаток.

Пользуясь этими зависимостями, обозначая отношение длины хорды лопаток соплового аппарата к их шагу $\bar{b}_{c.a} = b/t$ и учитывая, что подъемная сила лопатки $N_{c.a} = \frac{1}{2} C_y \rho c^2 \bar{b}_{c.a} h_{л.}$,

а сила сопротивления $T_{c.a} = \frac{1}{2} C_x \rho c^2 \bar{b}_{c.a} h_{л.}$, можно написать

$$(L_{тр})_{c.a} = \frac{1}{2} \frac{\bar{b}_{c.a}}{h_{л.}} c^2 \frac{C_x}{\sin \alpha}. \quad (2.27)$$

Для рабочего колеса по аналогии с решеткой профилей соплового аппарата

$$(L_p)_{p.k} = (L_t)_{p.k} + (L_{тр})_{p.k}, \quad (2.28)$$

$$(L_{тр})_{p.k} = \frac{1}{2} \frac{\bar{b}_{p.k}}{h_{л.}} \omega^2 \frac{C_x}{\sin \beta}. \quad (2.29)$$

Если работу, затрачиваемую на преодоление сил трения в сопловых и рабочих лопатках, отнести к эффективной работе L_t , отдаваемой колесом, то получим величину относительных потерь на трение в степени

$$\bar{L}_{тр} = \frac{(L_{тр})_{c.a} + (L_{тр})_{p.k}}{L_t}. \quad (2.30)$$

Эффективная работа может быть выражена через угловую скорость вращения колеса Ω и момент, приложенный к решетке рабочих лопаток $(M_{p.k})$:

$$L_t = \frac{\Omega M_{p.k}}{G}. \quad (2.31)$$

Подставив в уравнение (2.30) значения входящих в него величин и приняв, что $c_{0u} \approx c_{2u}$, после преобразования получим

$$\bar{L}_{тр} = \varphi \left[\frac{\varepsilon_{с.а} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)}{\operatorname{tg} \alpha (\operatorname{tg} \alpha - \varepsilon_{с.а})} + \frac{\varepsilon_{р.к} (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)}{\operatorname{tg} \beta (\operatorname{tg} \beta - \varepsilon_{р.к})} \right], \quad (2.32)$$

где $\varepsilon_{с.а} = (C_x)_{с.а} / (C_y)_{с.а}$ и $\varepsilon_{р.к} = (C_x)_{р.к} / (C_y)_{р.к}$ — величины, обратные качеству профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса соответственно

Если положить, что $\varepsilon_{с.а} = \varepsilon_{р.к} = \frac{\bar{L}_{тр}}{\varepsilon} = \varepsilon$ (что соответствует ступени со степенью реактивности, рав-

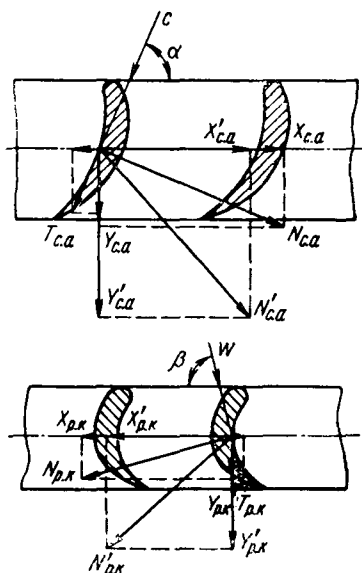


Рис. 2.6. Схема сил, действующих на элементарные решетки сопловых и рабочих лопаток

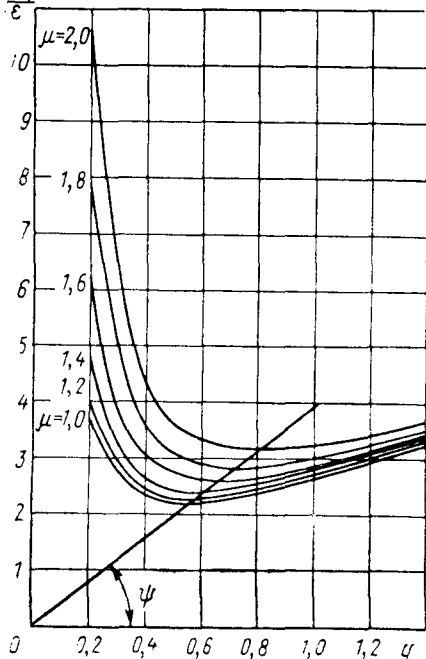


Рис. 2.7. Изменение относительных потерь на трение в ступени в зависимости от коэффициента μ и φ при $\varepsilon=0,1$

ной или близкой к 0,5), то величина относительных потерь трения в ступени будет

$$\frac{\bar{L}_{тр}}{\varepsilon} = \varphi \left[\frac{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}{\operatorname{tg} \alpha (\operatorname{tg} \alpha - \varepsilon)} + \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}{\operatorname{tg} \beta (\operatorname{tg} \beta - \varepsilon)} \right]. \quad (2.33)$$

Если в это выражение вместо $\operatorname{tg} \alpha$ и $\operatorname{tg} \beta$ подставить их значения из треугольников скоростей, то получим

$$\frac{\bar{L}_{тр}}{\varepsilon} = \frac{\varphi^2 + \left(\frac{\mu_1}{2} - \frac{\mu_0}{2} \right)^2}{\varphi - \left(\frac{\mu_1}{2} - \frac{\mu_0}{2} \right) \varepsilon} + \frac{\varphi^2 + \left(1 - \frac{\mu_1}{2} + \frac{\mu_2}{2} \right)^2}{\varphi - \left(1 - \frac{\mu_1}{2} + \frac{\mu_2}{2} \right) \varepsilon}. \quad (2.34)$$

Приняв $\mu_0 = c_{0u}/u = \mu_2 = c_{2u}/u = 0$, что наиболее характерно для турбин авиационных двигателей, можно написать

$$\frac{\bar{L}_{тр}}{\varepsilon} = \frac{\varphi^2 + (\mu_1/2)^2}{\varphi - (\mu_1/2)\varepsilon} + \frac{\varphi^2 + [1 - (\mu_1/2)^2]}{\varphi - [1 - (\mu_1/2)\varepsilon]},$$

где $\mu_1 = \mu = c_{1u}/u$ и $\varphi = c_a/u$.

На рис. 2.7 и 2.8 приведены графики, показывающие изменение относительных потерь трения в ступени турбины в зависимости от безразмерных коэффициентов μ и φ для различных значений ε .

Геометрическое место точек оптимальных значений $\varphi_{опт}$ для различных ε представляет собой прямую линию, исходящую из начала координат с угловым коэффициентом:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{(\bar{L}_{тр}/\varepsilon)_{\min}}{\varphi_{опт}}.$$

Это значит, что полученная зависимость относительных потерь трения от коэффициентов φ и μ имеет общий характер и не зависит от величины ε . Следовательно, аэродинамическое совершенство решеток профилей сопловых и рабочих лопаток будет определять только абсолютную величину потерь на преодоление сил трения, в то время как зависимость их от соотношения скоростей будет сохраняться.

Для того чтобы найти зависимость относительных потерь на трение $\bar{L}_{тр}$ с обычно принятым коэффициентом полезного действия ступени турбины, воспользуемся уравнениями (2.26) и (2.28). Тогда с учетом равенства c_0 и c_2 можно написать

$$(L_p)_{с.а} + (L_p)_{р.к} = L_T + (L_{тр})_{с.а} + (L_{тр})_{р.к}.$$

Разделив все члены этого равенства на L_T и используя уравнение (2.30), после преобразований получим

$$\eta'_T = \frac{1}{1 + \bar{L}_{тр}}.$$

Так как $\eta_{ад} = \frac{(L_{тр})_{с.а} + (L_{тр})_{р.к}}{(L_p)_{с.а} + (L_p)_{р.к}}$, то с точностью до равенства кинетической энергии газа на выходе из турбины при

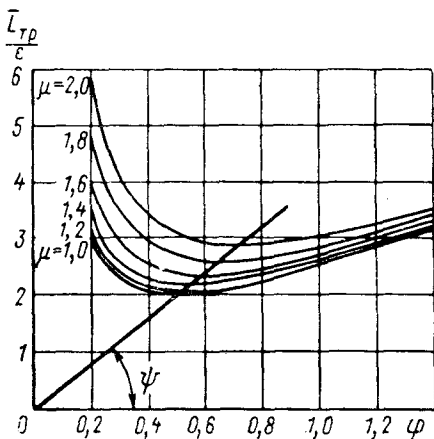


Рис. 2.8. Изменение относительных потерь на трение в ступени в зависимости от коэффициентов μ и φ при $\varepsilon = 0,01$

адиабатическом и действительном процессах расширения $\eta'_t = \eta_t^*$. Минимальному значению $\bar{L}_{tr}$ при заданном μ соответствует определенное значение φ_{opt} . Следовательно, оно будет оптимальным и с точки зрения максимума к. п. д. турбины.

Таким образом, каждой степени нагруженности ступени турбины, характеризуемой при $c_{2u}=0$ коэффициентом μ , соответствует вполне определенное значение коэффициента расхода φ , при котором реализуется максимальный для данных конкретных условий (аэродинамического качества профилей сопловых и рабочих лопаток) к. п. д. независимо от его абсолютного значения. Это значение коэффициента расхода может быть найдено, как это было показано, из приведенных соотношений. Следовательно, можно найти то соотношение скоростей, при котором к. п. д. турбины при прочих равных условиях будет наибольшим. Или по полученным из расчета или испытания турбины соотношениям коэффициентов μ и φ можно определить, насколько кинематика ступени соответствует оптимуму с точки зрения максимума к. п. д.

ВЫБОР СХЕМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ

Исходными данными для проектирования авиационного газотурбинного двигателя обычно являются: заданная тяга или мощность, удельный расход топлива, удельная масса, габаритные размеры, высота и скорость полета, на которых эксплуатируется двигатель. Это обуславливает выбор основных параметров двигателя, которые должны удовлетворять зачастую противоречивым требованиям, предъявляемым в отношении экономичности, веса (массы), габаритов, надежности, технологичности, удобства эксплуатации и др. Поэтому окончательный вариант проекта двигателя является некоторым компромиссным решением, в котором по возможности удовлетворяются предъявляемые требования применительно к заданным конкретным условиям.

Из общего газодинамического расчета двигателя известны следующие основные данные, необходимые для проектирования турбины:

- 1) расход газа через турбину G_T , кг/с;
- 2) давление и температура газа перед сопловым аппаратом p_0^* , Н/м² и T_0^* , К;
- 3) частота вращения турбины n , об/мин;
- 4) работа на валу турбины L_T , Дж/кг.

Развитие современных ГТД идет по пути повышения расчетной степени сжатия, обеспечивающей улучшение экономичности двигателей. Турбины таких ГТД срабатывают большие теплоперепады и выполняются обычно многоступенчатыми.

3. 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТЫ МЕЖДУ НИМИ

В предыдущей главе было показано, что допустимое увеличение коэффициента нагрузки ступени турбины имеет пределы, превышение которых приводит к резкому уменьшению к. п. д. турбины. Для получения приемлемых значений к. п. д. турбины величина коэффициента нагрузки у корня лопаток μ_v выбирается в пределах 2—2,2. Дальнейшее увеличение коэффициента нагрузки нецелесообразно не только из-за ухудшения к. п. д., но и потому, что увеличение μ_v свыше 2,2 практически

уже не приводит к уменьшению массы турбины, хотя и дает некоторое (на 3—4%) уменьшение наружного диаметра. Это связано с тем, что уменьшение к. п. д. при неизменном λ_{2c} приводит к необходимости увеличить выходную площадь F_2 , а следовательно, — к увеличению напряжений в рабочей лопатке от действия растягивающих и изгибающих сил [см. (3.5), (3.7) и рис. 3.4]. В результате, при заданном запасе прочности или, что то же самое, при заданном значении $\sigma_2 = \sigma_p + \sigma_{изг}$ прихо-

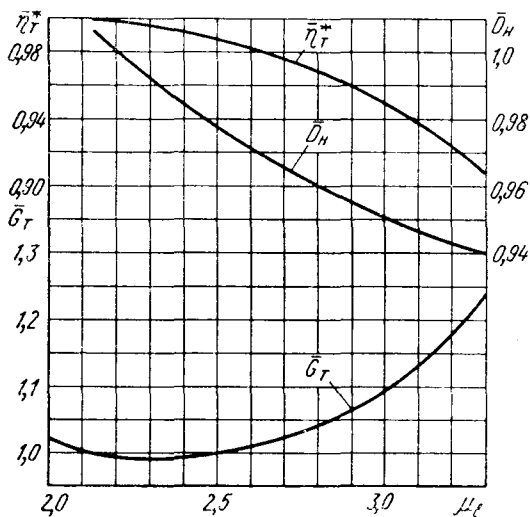


Рис. 3.1. Относительное изменение к. п. д., наружного диаметра и массы турбины от коэффициента нагрузки у корня лопатки

дится уменьшать $\sigma_{изг}$, а значит — увеличивать хорду лопатки. Таким образом, хотя повышение μ_v и дает некоторое уменьшение внутреннего и наружного диаметров турбины, масса ее не уменьшается. Для иллюстрации на рис. 3.1 представлены результаты расчета изменения массы одноступенчатой турбины ТРДФ с $\bar{D} = D_{ср}/h_{л} = 5,0$ в диапазоне изменения коэффициента нагрузки от 2,1 до 3,4. Условия расчета следующие: величина тяги, развиваемой двигателем, задана; приведенная скорость газа на выходе из турбины $\lambda_{2c} = \text{const}$ (или $M_{2c} = \text{const}$), что определяется условиями работы затурбинного диффузора и форсажной камеры, с одной стороны, и требованием равенства запасов прочности рабочей лопатки и диска турбины, с другой. Постоянной также принята частота вращения ротора из соображений неизменности числа ступеней компрессора и его степени сжатия. Относительное изменение к. п. д. в зависимости от коэффициента нагрузки определялось в соответствии с графиком 2.3.

Как видно, увеличение μ_v свыше 2,2 приводит к уменьшению к. п. д. и поэтому не дает уменьшения массы турбины.

Практика создания газовых турбин ГТД показала, что лучшие данные по весовым, габаритным характеристикам и к. п. д. имеют умеренно нагруженные ступени с окружными скоростями на среднем диаметре $u_{ср} = 300 \div 340$ м/с и работой ступеней турбины $L_{ст} = ((14 \div 18) 10^4$ Дж/кг.

Следовательно, работа, получаемая в одной ступени турбины, находится в определенных границах. При более высокой потребной работе турбины приходится переходить к многоступенчатым турбинам.

Увеличение числа ступеней с ростом потребной работы турбины диктуется также стремлением избежать дополнительного увеличения гидравлических потерь в турбине, вызываемого ростом степени нагруженности ступеней и скорости потока в решетках (появлением сверхзвуковых скоростей) при срабатывании всего теплоперепада, приходящегося на турбину, в меньшем числе ступеней.

На основании статистических данных ориентировочно можно указать следующие значения числа ступеней турбины в зависимости от расчетной степени сжатия воздуха в компрессоре в стендовых условиях:

- а) для ТРД с $\pi_{к0}^* = 4,0 \div 5,5$ — одна ступень;
с $\pi_{к0}^* = 5,5 \div 6,0$ — одна ступень при повышенной окружной скорости или две ступени при относительно небольшой окружной скорости;
с $\pi_{к0}^* = 6 \div 10$ — две ступени;
с $\pi_{к0}^* = 10 \div 15$ — три ступени или две ступени с повышенным значением окружной скорости;
с $\pi_{к0}^* \geq 15$ — три ступени;

- б) для ДТРД со степенью двухконтурности $m = 0,7 \div 1,5$
с $\pi_{к0}^* = 9 \div 10$ — две-три ступени;
с $\pi_{к0}^* = 11 \div 19$ — три-четыре ступени;
с $\pi_{к0}^* = 20 \div 27$ и $m = 4 \div 5$ — пять-шесть ступеней;
с $\pi_{к0}^* = 20 \div 27$ и $m = 6 \div 8$ — семь-восемь ступеней;

- в) для ТВД с $\pi_{к0}^* = 4 \div 5$ — две ступени;
с $\pi_{к0}^* = 5 \div 8,5$ — три ступени;
с $\pi_{к0}^* = 8,5 \div 16,0$ — четыре-пять ступеней.

В первом приближении эффективная работа турбины может быть распределена между отдельными ступенями пропорционально допустимым значениям коэффициента нагрузки отдельных ступеней. Как указывалось выше, значение коэффициента нагрузки ступеней лучше брать на внутреннем диаметре.

При выбранных значениях коэффициентов нагрузки для каждой ступени эффективная работа первой ступени определяется по формуле

$$(L_{\text{ст}})_I = \frac{\mu_I}{\mu_I + \mu_{II} + \dots + \mu_z} L_{\tau}. \quad (3.1)$$

При этом разумеется, что окружная скорость на рассматриваемом радиусе примерно постоянна. Аналогичным образом можно определить эффективные работы для остальных ступеней.

В случае двухвальных (двухкаскадных) двигателей распределение работ между каскадами, а также частота вращения ротора каждого каскада задаются. Они определяются в результате аэродинамического расчета компрессора, предшествующего расчету турбины, и расчетов по согласованию параметров компрессора и турбины. И эффективная работа ступени при многоступенчатой турбине также определяется выражением (3.1), в котором $L_{\text{ст}}$ соответствует эффективной работе на валу данного каскада.

3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ТУРБИНЫ

Проектирование турбины начинается с выбора числа ступеней и формы проточной части в меридиональном сечении. Для выбора формы проточной части турбины в первую очередь необходимо знать наружный диаметр $D_{\text{из}}$ и величину площади проходного сечения на выходе из турбины F_2 .

Площадь кольцевого сечения проточной части на выходе из турбины определяется из уравнения расхода

$$F_2 = \frac{G_{\tau} \sqrt{T_2^*}}{m p_2^* q(\lambda_{2c}) \sin \alpha_2}, \quad (3.2)$$

где $T_2^* = T_0^* - \frac{L_{\tau}}{\frac{k}{k-1} R}$ — температура газа за турбиной;

$p_2^* = p_0^* \left(1 - \frac{L_{\tau}}{\frac{k}{k-1} R T_0^* \eta_{\tau}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ — полное давление газа за турбиной;

$q(\lambda_{2c})$ — определяется по таблицам газодинамических функций по величине приведенной скорости газа за турбиной

$$\lambda_{2c} = \frac{c_2}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_2^*}};$$

для $k=1,33$ и $R=288,4$ Дж/(кг·К); $m=0,0396$.

Если поток на выходе из турбины имеет осевое или близкое к осевому направление, то на данном этапе расчета можно принять $\sin \alpha_2 \approx 1$.

Величиной к. п. д. турбины задаются в пределах $\eta_t^* = 0,9 \div 0,92$. Расхождение в 1% между принятым значением η_t^* и полученным при окончательном расчете турбины эквивалентно изменению площади F_2 на выходе из турбины от 0,5 до 1,5%.

3. 2. 1. Прочность турбинных лопаток и ее связь с геометрией проточной части

Выбор основных параметров турбины должен производиться с учетом обеспечения прочности турбинных лопаток. Поэтому после определения величины площади F_2 необходимо определить максимальную величину напряжений, возникающих в корневом сечении рабочей лопатки. Это крайне важно сделать именно теперь, чтобы убедиться в том, что основные данные для расчета турбины и выбранная форма проточной части могут быть осуществлены в пределах, обеспечивающих заданный запас прочности.

Для определения запасов прочности вначале ограничимся определением величины напряжений растяжения от центробежных сил.

В общем случае напряжение растяжения в сечении, расположенном на расстоянии x от корневого сечения (рис. 3. 2, а), будет

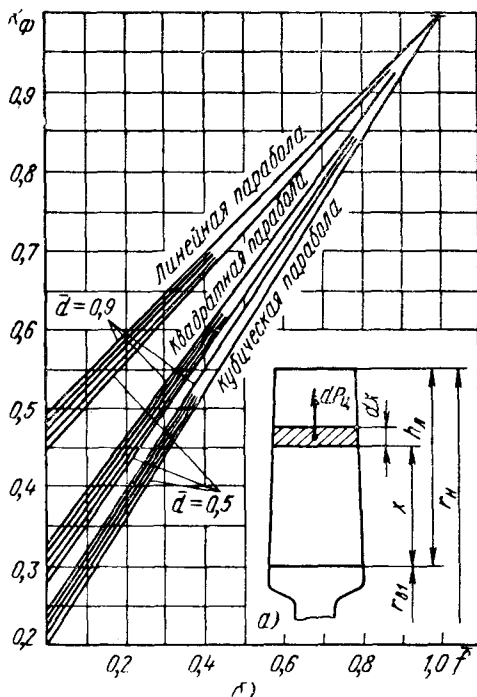


Рис. 3. 2. Зависимость коэффициента формы лопатки K_ϕ от $\bar{f}$ и $\bar{a}$ для различных законов изменения площади сечения по длине лопатки

$$\sigma_p = \frac{P_{ц}}{F_x} = \rho \frac{\omega^2}{F_x} \int_{r_b+x}^{r_n} f_x (r_b + x) dx, \quad (3. 3)$$

где $P_{ц}$ — центробежная сила в Н;

F_x — площадь сечения лопатки на расстоянии x от корневого сечения в м²;

q — плотность материала лопатки в кг/м³;

ω — угловая скорость вращения лопатки в с⁻¹;

x — расстояние от корневого сечения до выделенного элемента в м;

f_x — площадь сечения лопатки на радиусе между $r_b + x$ и r_n ;

h_n — длина лопатки в м.

Для лопатки с постоянным поперечным сечением по высоте максимальное растягивающее напряжение от центробежных сил в корневом сечении

$$\sigma_{p,n} = q\omega^2 \frac{r_n^2 - r_b^2}{2}$$

или

$$\sigma_{p,n} = 2q u_{cp}^2 \frac{h_n}{D_{cp}}, \quad (3.4)$$

где $D_{cp} = \frac{D_n + D_b}{2}$ — средний диаметр турбины;

u_{cp} — окружная скорость на среднем диаметре турбины.

Если окружную скорость u_{cp} выразить через частоту вращения турбины n , то выражение (3.4) примет вид

$$\sigma_{p,n} = 2q \frac{\pi^2}{60^2} n^2 D_{cp} h_n.$$

Определяя средний диаметр по выходной кромке лопатки, произведение $D_{cp} h_n$ можно выразить через кольцевую площадь

на выходе из турбины $D_{cp} h_n = \frac{F_2}{\pi}$.

Тогда

$$\sigma_{p,n} = 2\pi q \left(\frac{n}{60} \right)^2 F_2. \quad (3.5)$$

Из формулы (3.5) видно, что напряжения растяжения в турбинной лопатке прямо пропорциональны кольцевой площади на выходе из турбины F_2 .

Рабочие лопатки турбины всегда выполняются с переменным сечением по длине, уменьшающимся от корня к верхнему периферийному сечению лопатки. Поэтому напряжение растяжения в корневом сечении реальной лопатки будет меньше, чем в лопатке с постоянным сечением. Это обычно учитывается с помощью коэффициента формы лопатки $K_\phi < 1$;

$$\sigma_p = \sigma_{p,n} K_\phi = 2\pi K_\phi q \left(\frac{n}{60} \right)^2 F_2. \quad (3.6)$$

Величина коэффициента K_Φ зависит от относительной длины лопаток $D_{\text{ср}}/h_\lambda$, характеризуемой также относительным диаметром $\bar{d}=D_{\text{в}}/D_{\text{н}}$, от отношения площадей периферийного $f_{\text{н}}$ и корневого $f_{\text{в}}$ сечений лопатки $\bar{f}=f_{\text{н}}/f_{\text{в}}$ и закона изменения площади поперечного сечения по ее длине.

Для линейного закона изменения площадей сечений по длине лопатки $f_x=f_{\text{в}}-\frac{f_{\text{в}}-f_{\text{н}}}{h_\lambda}x$ коэффициент

$$K_\Phi = \frac{1+\bar{f}}{2} - \frac{1-\bar{f}}{6} \frac{h_\lambda}{D_{\text{ср}}}.$$

Численное значение коэффициента формы K_Φ для различных законов изменения площади f по длине лопатки можно определить с помощью графика $K_\Phi=\Phi(\bar{f})$ (см. рис. 3.2, б), откуда видно, что коэффициент K_Φ в широком диапазоне изменения относительного диаметра $\bar{d}$ изменяется мало. Это позволяет при определении K_Φ принимать $\bar{d}$ постоянным и равным 0,65, что примерно соответствует большинству авиационных газовых турбин. Для подавляющего большинства рабочих лопаток турбин авиационных ГТД значение коэффициента формы изменяется в довольно узких пределах — $K_\Phi=0,48\div 0,54$.

Величина σ_p составляет значительную часть напряжений в корневом сечении лопатки и является весьма характерной для оценки ее прочности. Однако для более объективной оценки надежности рабочей лопатки необходимо знать запас прочности в ней. Для этого следует к σ_p добавить некомпенсированный центробежными силами пера лопатки остаток изгибных напряжений* и определить допустимые напряжения по характеристике длительной прочности материала лопатки, предварительно определив температуру корневого, наиболее напряженного сечения лопатки.

Следует заметить, что обычно минимальный запас прочности получается не в корневом сечении лопатки, а в близком к нему, имеющем мало отличающиеся по величине напряжения, но более высокую температуру из-за того, что это сечение находится в зоне более высокой температуры газа и у него незначительный отвод тепла в замковую часть лопатки. Такие сечения чаще всего находятся примерно на 1/4 длины лопатки от корневого сечения. Их месторасположение определяется характером распределения площади поперечного сечения лопатки вдоль ее длины и радиальной эпюрой температуры (рис. 3.3).

Величина некомпенсированного остатка изгибных напряжений $\sigma_{\text{изг}}$ в рабочих лопатках турбин авиационных ГТД опреде-

* Некомпенсированный остаток изгибных напряжений в пера лопатки возникает при таком соотношении газовых и центробежных сил, когда изгибные напряжения от действия газовых сил не уравновешиваются изгибными напряжениями от действия центробежных сил.

ляется, как правило, диапазоном изменения нагрузки от действия газовых сил. Чем больше этот диапазон, тем больше величина остатка изгибных напряжений.

Изменение нагрузки от газовых сил, действующих на лопатку, определяется в основном изменением расхода газа через турбину. На рис. 3.4 приведен график зависимости отношения $\sigma_{изг}/\sigma_p$ от относительного максимального расхода газа G_{max}/G_0 , где G_{max} — максимальный расход газа через турбину во всем

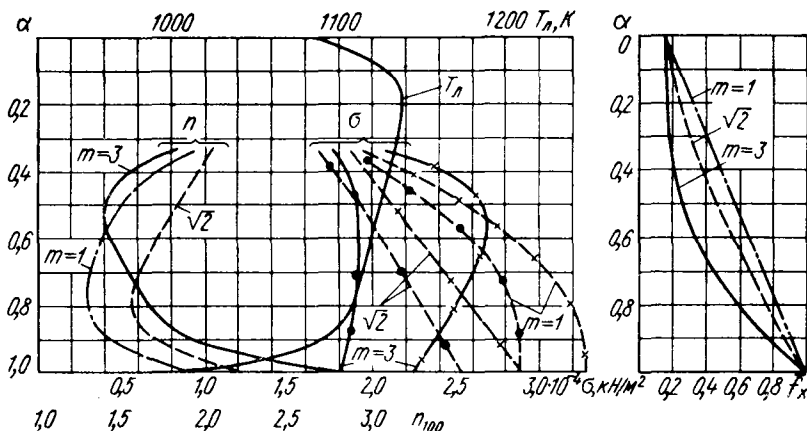


Рис. 3.3. Зависимость запаса прочности от закона изменения площадей поперечных сечений лопатки по ее длине:

$$\bar{f} = \frac{f_H}{f_B}; \quad \alpha = \frac{r_B + x}{h_L};$$

$$\bar{f}_x = \frac{f_L}{f_B} = \bar{f} + (1 - \bar{f}) \alpha^m;$$

$$T_L - \text{температура лопатки}; \quad n_{100} = \sigma_{100}/\sigma_B;$$

$$\sigma_B = \sigma_p + \sigma_{изг}; \quad \text{---} \cdot \text{---} \sigma_p; \quad \text{---} \times \text{---} \sigma_B$$

диапазоне изменения режимов работы двигателя, а G_0 — расход газа в стендовых условиях, соответствующий максимальному приведенной частоте вращения ротора. Этот график построен по статистическим данным и им можно пользоваться при предварительных расчетах.

Тогда суммарные напряжения в лопатках

$$\sigma_B = \sigma_p + \sigma_{изг} = \left(1 + \frac{\sigma_{изг}}{\sigma_p}\right) \sigma_p. \quad (3.7)$$

Допустимые напряжения в лопатках зависят от материала лопаток и температуры наиболее напряженного нижнего сечения лопаток.

Температура лопатки T_L определяется температурой потока, заторможенного в относительном движении,

$$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2 \frac{k}{k-1} R}. \quad (3.8)$$

Если подставить в уравнение (3.8) выражения $T_1 = T_{0i}^* - \frac{c_1^2}{2 \frac{k}{k-1} R}$,

где T_{0i}^* — температура заторможенного потока газа перед рассматриваемой ступенью, осредненная по окружности данного радиуса,

и $w_1^2 = c_1^2 - 2uc_1 + u^2$, то получим

$$T_{1w}^* = T_{0i}^* - \frac{u^2}{2 \frac{k}{k-1} R} \left(2 \frac{c_{1u}}{u} - 1 \right). \quad (3.9)$$

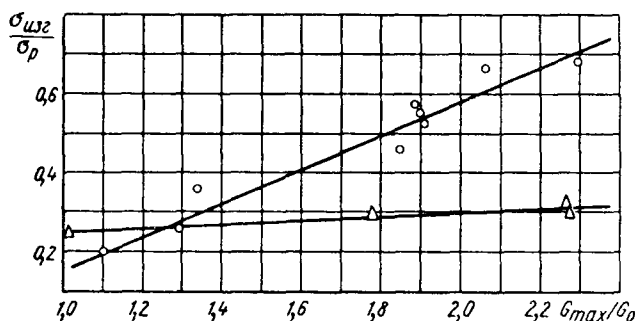


Рис. 3.4. Зависимость отношения $\sigma_{\text{изг}}/\sigma_r$ от относительного максимального расхода газа G_{max}/G_0 :

○ — лопатки без бандаж; Δ — лопатки с проволочным или полочным бандажом

Из ранее рассмотренного (см. гл. II) известно, что $c_{1u}/u = \mu - (c_{2u}/u)$, а для корневого сечения $(c_{1u}/u)_B = \mu_B - (c_{2u}/u)_B$.

Из формулы (2.25) находим $\frac{c_{2u}}{u} = \frac{\mu - (1 + K_a)}{1 + K_a}$.

Тогда
$$\left(\frac{c_{1u}}{u} \right)_B = \frac{1 + K_a (1 + \mu_B)}{1 + K_a}. \quad (3.10)$$

После подстановки значений (3.10) в выражение (3.9) получим

$$(T_{1w}^*)_B = T_{0i}^* - \frac{u_B^2}{2 \frac{k}{k-1} R} \left[2 \frac{1 + K_a (1 + \mu_B)}{1 + K_a} - 1 \right], \quad (3.11)$$

$$\text{где } T_{0i}^* = T_0^* - \frac{L_{\tau} - \sum L_{i \text{ ст}}}{\frac{k}{k-1} R}.$$

Здесь $\sum L_{i \text{ ст}}$ — суммарная работа впереди стоящих ступеней.

При определении температуры лопатки по ее длине полагают, что осредненная по окружности данного радиуса температура газа на выходе из камеры сгорания, т. е. температурная неравномерность, сохраняет свой характер вплоть до выхода из турбины. Определенная таким образом температура заторможенного потока T_{1w}^* будет близка к действительному ее значению с точностью, достаточной для оценки прочности материала, из которого предполагается изготовить лопатки.

Из-за отвода тепла в диск, особенно при охлаждении замкового соединения и подмешивании в поток газа воздуха из полости перед диском турбины, температура лопатки в корневой части в отличие от других обтекающего ее газа и эта разница может составлять от 50° до 150° , а при охлаждении пера лопатки разница между температурой газа и температурой лопатки еще большая.

Следовательно, температура лопатки в корневом сечении $(T_{\text{л}}^*)_{\text{в}} = (T_{1w}^*)_{\text{в}} - \Delta T$, где ΔT — поправка, учитывающая ха-

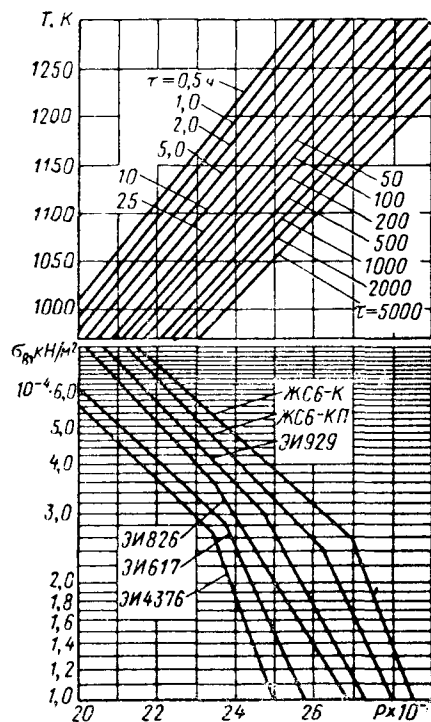


Рис. 3.5. Пределы длительной прочности материалов

актер температурного поля вдоль радиуса, отвод тепла в диск и охлаждение лопаток.

Прочностная характеристика некоторых материалов, применяемых для изготовления сопловых и рабочих лопаток турбины, приведена на рис. 3.5, где уровень нагружения $P = T(\lg \tau + 20)$, τ — длительность нагружения до разрушения, T — температура в К. Пользуясь этой характеристикой, можно найти допустимые напряжения σ_d для выбранного материала, как отношение разрушающих напряжений $\sigma_{\text{в}}$, определяемых по графику (см. рис. 3.5), к нормированному запасу прочности. Для этого

нужно знать температуру лопатки, время, в течение которого она должна работать при этой температуре, и величину требуемого запаса прочности.

Может оказаться, что при расчете будет получено $\sigma_d < \sigma_{\Sigma}$. В этом случае не будет обеспечен необходимый запас прочности

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\Sigma}} < n_{\text{норм}} = \frac{\sigma_B}{\sigma_d}.$$

Тогда необходимо либо уменьшить температуру лопатки путем введения специального охлаждения ее или понижения температуры газа перед турбиной, либо уменьшить σ_{Σ} . Уменьшать σ_{Σ} , уменьшая $\sigma_{\text{изг}}$, как правило, нецелесообразно, потому что $\sigma_{\text{изг}}$ само по себе невелико, а уменьшение его приведет к необходимости делать весьма широкую лопатку и, следовательно, к увеличению веса (массы) турбины, что крайне нежелательно. Поэтому нужно уменьшить σ_p за счет уменьшения выходной площади F_2 , коэффициента формы K_{ϕ} или частоты вращения турбины. Это означает, что исходные данные для проектирования турбины, полученные из общего расчета двигателя, не могут быть реализованы в пределах заданных запасов прочности и веса и должны быть пересмотрены.

Уменьшение площади на выходе из турбины F_2

Уменьшить площадь на выходе из турбины F_2 при заданных p_0^* , T_0^* , G_T и L_T можно за счет увеличения скорости газа M_{2c} . Как уже отмечалось выше, максимально допустимое значение M_{2c} ограничивается не только условиями работы форсажной камеры, реактивного сопла и гидравлическими потерями в них, но и величиной допустимых потерь в самой турбине. Из графиков, представленных на рис. 2.4, видно, что увеличение скорости газа выше $M_{2c} = 0,5$ приводит к уменьшению к. п. д. турбины. От величины M_{2c} в значительной степени зависят такие важные эксплуатационные характеристики, как запуск двигателя, его приемистость и чувствительность к изменению выходной (критической) площади реактивного сопла.

Уменьшение коэффициента формы лопатки K_{ϕ}

Из формулы (3.6) следует, что напряжения растяжения можно понизить за счет уменьшения коэффициента формы K_{ϕ} . Рассмотрим, насколько это уменьшение реально и как его осуществить.

Из рис. 3.2 видно, что у лопатки, у которой закон изменения площади поперечного сечения по высоте ближе к кубической параболе, коэффициент K_{ϕ} будет меньше, чем, например, для линейного закона. Коэффициент K_{ϕ} также будет уменьшаться с уменьшением отношения площадей верхнего (периферий-

ного) f_n и нижнего (корневого) f_v сечения лопатки $\bar{f}$. Однако необходимо иметь в виду, следующее.

1. Далеко не все лопатки турбины можно выполнить с изменением площади поперечных сечений по длине, близким к закону кубической параболы. Это связано с тем, что у так спроектированных лопаток длиной больше 60—70 мм максимальные суммарные напряжения будут уже не в корневом сечении или близком к нему, а примерно на $1/4$ или $1/3$ длины лопатки, считая от корневого сечения. Объясняется это тем, что момент сопротивления изгибу у этих лопаток резко уменьшается от корня к периферии и нескомпенсированные изгибные напряжения будут очень велики, а также еще и тем, что в некоторых случаях при изменении площадей поперечных сечений лопатки по закону кубической параболы максимум напряжений растяжения перемещается от корневого сечения вверх. Следует еще иметь в виду, что по мере удаления от корневого сечения температура лопатки увеличивается и, следовательно, запас прочности будет уменьшаться в большей степени, чем только из-за роста напряжений в лопатке.

2. Уменьшение $\bar{f}$ достигается за счет увеличения площади корневого сечения лопатки. Это обусловлено тем, что при определенном числе лопаток и минимально допустимой густоте решетки на наружном диаметре длина хорды профиля является уже заданной, а минимально допустимая толщина входной и выходной кромок и самого профиля ограничивается технологическими и прочностными соображениями. Минимально допустимая толщина кромок должна выбираться из соображений жесткости лопатки и свойств материалов (величины зерна, коррозионной стойкости, чувствительности к концентрации напряжений и др.).

Однако увеличение площади корневого сечения лопатки имеет свои разумные пределы. Например, нецелесообразно увеличивать площадь за счет чрезмерного увеличения входной и, особенно, выходной кромок, ибо это приводит к росту гидравлических потерь и уменьшению к. п. д. турбины. Чрезмерное увеличение максимальной толщины профиля также приводит к уменьшению к. п. д. турбины. Действительно, если выполнить профиль корневого сечения лопатки с максимальной толщиной, большей чем

$$c_{\max} = t - a = t(1 - \sin \beta_{2p}),$$

то межлопаточный канал получится диффузорный (рис. 3.6), а это всегда приводит к большим потерям, чем при конфузорном канале.

Таким образом, остается увеличивать площадь корневого сечения лопатки, увеличивая ее ширину. Это приводит к необходимости делать решетку с чрезмерно большой густотой у корня лопаток, что тоже связано с появлением дополнитель-

ных гидравлических потерь в турбине и, кроме того, с увеличением ее веса.

Минимальные практически осуществимые значения $\bar{f} = f_n/f_v$ находятся в пределах $\bar{f} = 0,2 \div 0,25$.

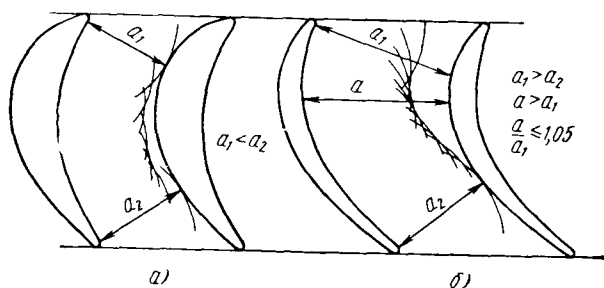


Рис. 3. 6. Различные формы межлопаточных каналов:
а—диффузорный канал; б—канал с местной диффузорностью

Уменьшение частоты вращения

Как следует из формулы (3. 5), уменьшение частоты вращения турбины является эффективным средством снижения напряжений растяжения σ_r . Однако следует иметь в виду, что при этом также уменьшится частота вращения компрессора, в результате чего при сохранении коэффициента напора ступеней компрессора увеличится их число.

Это еще не значит, что обязательно увеличится вес компрессора. Уменьшение нагрузки на лопатки и диски компрессора от действия центробежных сил может дать экономию в весе, которая будет не меньше веса прибавляемых ступеней. Все зависит от конкретной конструктивной схемы двигателя, размерности его и величины изменения частоты вращения.

Для двигателей двухвальных, двухконтурных или турбовинтовых изменение частоты вращения приводит по сравнению с ТРД к еще большим изменениям конструкции. Поэтому, когда возникает необходимость в изменении частоты вращения, нужно проводить подробный анализ применительно к каждому конкретному случаю.

3. 2. 2. Выбор наружного диаметра турбины

Максимальное значение наружного диаметра турбины $D_{н2}$ ограничивается, как правило, общей конструктивной схемой двигателя и условиями компоновки его на самолете и выбирается с учетом обеспечения минимального веса турбины.

Определив по формуле (3. 2) площадь проходного сечения на выходе из турбины F_2 , выбрав коэффициент нагрузки у корневого сечения лопатки μ_v , зная работу последней ступени $L_{ст}$

и частоту вращения ротора n об/мин, находим внутренний диаметр (диаметр втулки) турбины

$$D_{в2} = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60}{\pi n} \sqrt{\frac{L_{сг}}{\mu_{в}}}.$$

Так как $D_{в2}$ соответствует выходу из турбины, то для определения его при уменьшающемся диаметре ступицы (рис. 3.7, а, в) коэффициент нагрузки можно брать несколько боль-

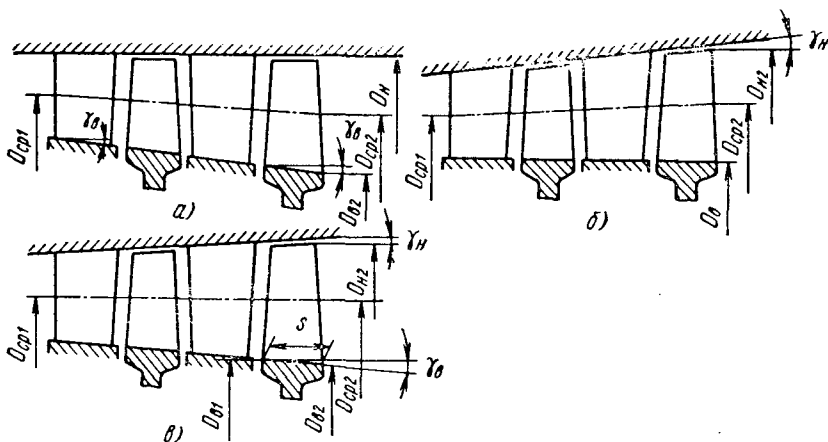


Рис. 3.7. Схемы проточной части турбины в меридиональном сечении

шим, чем для ступеней с меньшим углом $\gamma_{в}$. Так, при угле скоса ступицы $\gamma_{в} = \arctg \frac{D_{в1} - D_{в2}}{2s} = (8 \div 10)^\circ$, где s — ширина обода диска, коэффициент нагрузки можно брать $\mu_{в} \approx 2,2$.

Тогда наружный диаметр турбины

$$D_{н2} = \sqrt{D_{в2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}.$$

Если полученная величина $D_{н2}$ не согласуется с общей компоновкой двигателя или $D_{в2}$ превышает размеры штамповок, могущими быть выполненными на имеющемся оборудовании, или длина лопатки $h_{л} = (D_{н2} - D_{в2})/2$ получается настолько малой, что концевые потери могут заметно уменьшить к. п. д. турбины, то для уменьшения $D_{в2}$ и $D_{н2}$ нужно увеличить число ступеней турбины.

Если принять, например, равномерное распределение работы между ступенями турбины, то наружный диаметр последней ступени, он же и максимальный диаметр всей турбины, будет

$$D_{н2} = \sqrt{\left(\frac{60}{\pi n}\right)^2 \frac{L_{г}}{z\mu} + \frac{4F_2}{\pi}},$$

где z — число ступеней.

Очевидно, что наружный диаметр турбины может быть уменьшен путем уменьшения работы турбины или путем увеличения числа ступеней.

3.3. ВЫБОР СХЕМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

В пределах выбранного значения $D_{н2}$ можно осуществить несколько схем проточной части в меридиональном сечении:

а) с постоянным наружным диаметром и уменьшающимся внутренним диаметром (см. рис. 3.7, а);

б) с возрастающим наружным диаметром и постоянным внутренним диаметром (см. рис. 3.7, б);

в) с изменяющимся наружным и внутренним диаметрами (см. рис. 3.7, в). Частным случаем такой схемы является турбина с постоянным средним диаметром.

Схема с постоянным наружным диаметром дает возможность выполнить турбину с меньшим числом ступеней по сравнению с остальными схемами, а в случае одной ступени — снять с нее при заданном коэффициенте нагрузки большую работу. Это объясняется тем, что при выбранном максимальном наружном диаметре турбина, выполненная по схеме с $D_n = \text{const}$, при заданной частоте вращения имеет более высокие окружные скорости на среднем и, особенно, на внутреннем диаметрах первых ступеней турбины, чем в остальных схемах. Однако в схеме с $D_n = \text{const}$ лопатки первых ступеней будут короче лопаток последующих ступеней.

Турбина с постоянным внутренним диаметром, равным диаметру последней ступени (см. рис. 3.7, б), имеет меньшие окружные скорости в первых ступенях, что может привести к необходимости увеличения числа ступеней или увеличения степени нагруженности первых ступеней и соответственно к снижению к. п. д. турбины.

Однако схема проточной части с $D_v = \text{const}$ имеет некоторые технологические преимущества и дает возможность выполнить лопатку первой ступени более длинной, чем в схемах а и в, что имеет важное значение для малоразмерных турбин. Например, отсутствие скосов в корневой части лопатки облегчает ее обработку и упрощает контроль при изготовлении; меньший внутренний диаметр облегчает изготовление поковок или штамповок дисков турбины и др.

Проточная часть с $D_{cp} = \text{const}$ является промежуточной между рассмотренными выше схемами.

Может создаться впечатление, что раз турбина с $D_n = \text{const}$ может быть выполнена с меньшим числом ступеней, то она будет легче турбины с $D_v = \text{const}$, имеющей большее число ступеней при одинаковой степени нагруженности каждой ступени у обеих турбин. Такое впечатление во многих случаях может оказаться обманчивым, ибо вес сравниваемых турбин будет

определяться не только числом ступеней, но и тем, насколько удастся уменьшить диаметр турбины при увеличении числа ступеней, шириной сопловых и рабочих лопаток, что в свою очередь определяется конструкцией крепления сопловых лопаток и допустимым удлинением рабочих лопаток (отношением длины лопатки к ширине ее корневого сечения).

В свою очередь, допустимое удлинение рабочих лопаток определяется величиной изгибных напряжений в них и наличием того или иного способа бандажирования. И, наконец, сравнительный вес этих турбин будет также зависеть от их размерности. Поэтому в каждом конкретном случае при детальном расчете турбины нужно проводить сравнительный весовой анализ.

Кроме рассмотренных выше схем, находят широкое применение промежуточные (когда все три диаметра $D_{\text{н}}$, $D_{\text{ср}}$, $D_{\text{в}}$ не постоянны) и комбинированные, когда, например, первые ступени выполнены по схеме с $D_{\text{ср}} = \text{const}$, а последние — с $D_{\text{н}} = \text{const}$.

При заданной работе ступени или теплосопределении на ней газодинамический расчет турбины дает величину необходимой окружной скорости u . Поскольку этому значению u при разной частоте вращения соответствуют разные диаметры турбины (разные относительные диаметры втулок $\bar{d} = D_{\text{в}}/D_{\text{н}}$), то возникает вопрос о целесообразном выборе этих величин.

Теоретический анализ и рассмотрение результатов конструкторской проработки различных вариантов турбины показывает, что при фиксированных значениях $u_{\text{ср}}$ и суммарных напряжениях в лопатках ($\sigma_{\text{р}} + \sigma_{\text{изг}} = \text{const}$) вес турбины практически остается постоянным. Поэтому при выборе диаметра турбины можно руководствоваться другими соображениями: габаритными размерами, увязкой характеристик турбины и компрессора [28], величиной относительного диаметра втулки, технологичностью конструкции.

3.3.1. Углы скоса наружного и внутреннего обода проточной части

В практике редко удается спроектировать турбину, имеющую схему проточной части с постоянным наружным или внутренним диаметром. Если степень расширения газа в турбине $p_0^*/p_2 > 3,0$, то при сохранении наружного или внутреннего диаметра постоянным отношение кольцевых площадей на входе и выходе из турбины может быть таким, что при реально осуществимой ширине проточной части угол γ (см. рис. 3.7) окажется слишком большим ($\gamma > 20^\circ$). Тогда турбину выполняют с изменяющимся наружным и внутренним диаметрами. Углы скоса наружного и внутреннего обводов проточной части турбины в меридиональном сечении $\gamma_{\text{н}}$ и $\gamma_{\text{в}}$ определяются величиной

дополнительных гидравлических потерь, которые могут возникнуть при этом, и соображениями прочности рабочих лопаток, а иногда и технологией изготовления и сборки турбины.

Опыт доводки газовых турбин авиационных двигателей показывает, что углы γ_n и γ_v у соседних решеток не должны различаться более чем на 8° — 12° . При этом обеспечивается плавное изменение обводов проточной части и отсутствие потерь, ко-

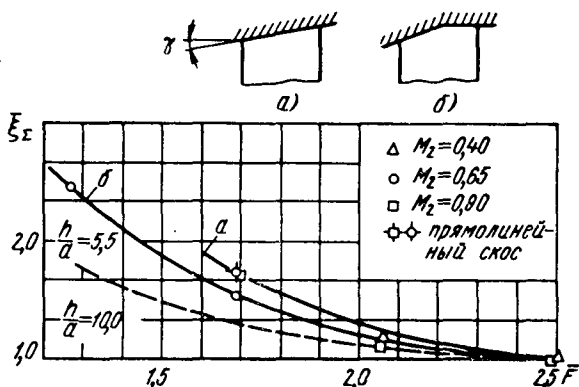


Рис. 3.8. Зависимость изменения относительного коэффициента потерь ξ_Σ в решетке от степени конфузорности канала $\bar{F}$

торые могут возникнуть при резком изменении профиля проточной части в меридиональном сечении.

Допустимая с точки зрения гидравлических потерь величина угла γ лопаточных решеток определяется степенью конфузорности $\bar{F} = F_{вх} / (F_{вых} \sin \alpha_1)$ и относительной высотой межлопаточного канала $h_{вых}/a$ ($h_{вых}$ — длина лопатки на выходе, a — ширина узкого сечения межлопаточного канала). Для сопловых решеток с осевым направлением потока на входе

$$\bar{F} = \frac{(D_{ср}h)_{вх}}{(D_{ср}h)_{вых}} \frac{1}{\sin \alpha_1},$$

а для рабочих лопаток

$$\bar{F} = \frac{(D_{ср}h)_{вх}}{(D_{ср}h)_{вых}} \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}.$$

На рис. 3.8 приведен график зависимости изменения относительного коэффициента потерь $\xi_\Sigma = \xi_\Sigma / \xi_{\Sigma 0}$ от степени конфузорности межлопаточных каналов $\bar{F}$, полученный в результате испытаний сопловых решеток профилей с углами наклона торцевой стенки γ до 45° . Угол в 30° в одном случае был образован плос-

костью, продолжающейся от входа к выходу (см. рис. 3.8, а), а в другом — криволинейной поверхностью, имеющей на выходе участок, параллельный оси канала (см. рис. 3.8, б). Этот участок начинается от узкого сечения межлопаточного канала, благодаря чему уменьшается диффузорность в зоне косого среза.

Из графика $\xi_{\Sigma}(\bar{F})$ видно, что решетка с криволинейным ско- сом (кривая б) имеет несколько меньшие потери. Поэтому скосы обводов лопаточных решеток целесообразно заканчивать до начала участка косого среза (сечения a_2 на рис. 3.6). Это особенно относится к решеткам, имеющим малую конфузорность межлопаточных каналов.

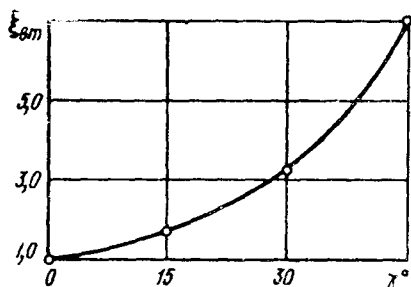


Рис. 3.9. Изменение относительного коэффициента вторичных потерь в решетке в зависимости от угла γ

Кривая $\xi(\bar{F})$ для $h/a=10$ получена путем пересчета опытных данных. При этом предполагалось, что конфузорность межлопаточного канала остается неизменной, т. е. угол

α_1 как бы уменьшается, а профильные потери в пределах этого уменьшения (от $\alpha_1=24^\circ$ до $\alpha_1=14^\circ$) остаются постоянными.

Проведенные эксперименты показали, что изменение числа M на выходе из испытанной решетки в диапазоне $M_{2c}=0,4 \div 0,9$ практически не сказывается на потерях в ней.

Коэффициент относительного изменения вторичных потерь $\bar{\xi} = \xi_{вт}/\xi_{вт0}$ — разность между суммарным коэффициентом потерь в решетке ξ_{Σ} и коэффициентом профильных потерь $\xi_{пр}$. Здесь $\xi_{вт0}$ — величина вторичных потерь при $\gamma=0$. Зависимость $\bar{\xi}_{вт}$ от угла γ показана на рис. 3.9. Приведенные графики позволяют оценить потери в решетках профилей соплового аппарата турбины при наличии скосов меридионального обвода проточной части.

3. 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ШИРИНЫ РАБОЧИХ И СОПЛОВЫХ РЕШЕТОК

Ширина решеток рабочих колес и сопловых аппаратов зависит от величины изгибающего момента, действующего на лопатки, и допускаемых напряжений изгиба и определяется при расчете уже спрофилированных лопаток, геометрические характеристики которых известны, а действующие усилия определены при газодинамическом расчете турбины.

Поэтому при выборе схемы проточной части, когда еще нет данных полного газодинамического расчета турбины и геометрических характеристик профилей, ширину лопаточных решеток

приходится определять приближенно. Разумеется, приближение должно быть таким, чтобы после профилирования и окончательного расчета ширина сопловых и рабочих лопаток изменялась бы незначительно по сравнению с шириной, определенной при выборе схемы проточной части.

Этого можно достигнуть, когда ширина лопатки проектируемой турбины, определяется пересчетом ширины лопаток, все расчетные данные и геометрические характеристики которых известны. Это лопатки либо выполненных, либо полностью рассчитанных и уже спроектированных турбин. Практически максимальная неточность в определении ширины рабочих лопаток способом такого пересчета не превышала 5% от их окончательного размера. Иногда ширину лопаток при проектировании определяют, сравнивая их с выполненными по удлинению $\bar{h}_л = h_л/b$ и сохраняя его одинаковым. Этим способом можно пользоваться для подобных ступеней при сравнительно небольшом отличии их геометрических размеров. Во всех же остальных случаях он приводит к существенным погрешностям.

Корневое сечение рабочей лопатки имеет, как правило, наибольшую ширину по сравнению с другими сечениями, так как в нем наибольший изгибающий момент и наибольшая нагрузка от действия центробежных сил. Поэтому ширину рабочих лопаток определяют по корневому сечению. Это же относится и к сопловым лопаткам, которые крепятся консольно. Их ширина определяется по ближайшему к месту крепления профильному сечению лопатки.

Допустимые изгибные напряжения σ_d в корневом сечении рабочей лопатки проектируемой турбины I при запасе прочности n могут быть определены из формулы

$$(\sigma_{изг})_в = (\sigma_в)_в - (\sigma_p)_в = n\sigma_d - (\sigma_p)_в.$$

Считаем, что часть нескомпенсированного остатка изгибных напряжений в проектируемой лопатке I такая же, как и в выбранной для пересчета лопатки II . Этим предполагается, что относительное изменение окружного усилия при максимальной частоте вращения ротора турбины у обеих лопаток одинаково. Тогда изгибные напряжения от действия газовых сил в корневом сечении лопатки проектируемой турбины будет

$$(\sigma_{изг}^{(r)})_I = (\sigma_{изг}^{(r)})_{II} \frac{(\sigma_{изг})_I}{(\sigma_{изг})_{II}}.$$

Известно, что напряжение изгиба в корневом сечении рабочей лопатки прямо пропорционально окружному усилию, приходящемуся на одну лопатку (P_u), и длине лопатки ($h_л$) и обратно пропорционально моменту сопротивления W профиля корневого сечения относительно оси минимального момента инерции, т. е.

$$\frac{(\sigma_{изг}^{(r)})_I}{(\sigma_{изг}^{(r)})_{II}} = \frac{P_{uI} h_{II}}{P_{uII} h_{II}} \frac{W_{II}}{W_I}. \quad (3.12)$$

В свою очередь,

$$\frac{P_{uI}}{P_{uII}} = \frac{M_I}{M_{II}} \frac{z_{II}}{z_I} \frac{D_{ср II}}{D_{ср I}}$$

и

$$\frac{M_I}{M_{II}} = \frac{G_I}{G_{II}} \frac{u_I \Delta c_{uI}}{u_{II} \Delta c_{uII}} \frac{n_{II}}{n_I},$$

где M — крутящий момент на валу ступени;

z — число лопаток;

G — секундный расход газа через турбину;

n — частота вращения ротора, а $u \Delta c_u$ может быть взято на любом радиусе, ибо $L_u = u \Delta c_u = f(r) = \text{const.}$ Тогда, подставляя указанные равенства в выражение (3.12) с учетом того, что

$$\frac{n_{II}}{n_I} = \frac{u_{II} D_I}{u_I D_{II}}, \text{ а } u_{в} = u_{ср} \frac{2\bar{d}}{1 + \bar{d}},$$

где $\bar{d}$ — втулочное отношение, после преобразования получим

$$\frac{(\sigma_{изг}^{(r)})_I}{(\sigma_{изг}^{(r)})_{II}} = \frac{G_I}{G_{II}} \frac{h_I}{h_{II}} \frac{z_{II}}{z_I} \frac{(\Delta c_{uI})_в}{(\Delta c_{uII})_в} \frac{\bar{d}_I}{\bar{d}_{II}} \frac{1 + \bar{d}_{II}}{1 + \bar{d}_I} \frac{W_{II}}{W_I}. \quad (3.13)$$

Можно считать, что момент сопротивления профиля W пропорционален длине хорды и квадрату его максимальной толщины $c_{\max}$. Так как для корневого сечения рабочей лопатки ширина b и хорда s профиля практически равны, то можно написать, что

$$\frac{W_{II}}{W_I} = \frac{b_{II} c_{\max II}^2}{b_I c_{\max I}^2} \approx \frac{s_{II}}{s_I} \frac{c_{\max II}^2}{c_{\max I}^2}.$$

Межлопаточные каналы корневых сечений рабочих лопаток близки к активным и выполняются практически постоянной ширины. Такой канал, характерный для газовых турбин авиационных двигателей, показан на рис. 3.10. Поэтому можно написать, что

$$c_{\max} = t - a = t(1 - \sin \beta_2).$$

Тогда

$$\frac{W_{II}}{W_I} = \frac{s_{II}}{s_I} \frac{t_{II}^2 (1 - \sin \beta_{2II})^2}{t_I^2 (1 - \sin \beta_{2I})^2}.$$

Подставляя это выражение в уравнение (3.13) и учитывая, что

$$\frac{z_{II}}{z_I} = \frac{D_{в II}}{D_{в I}} \frac{t_I}{t_{II}}, \text{ а } \frac{\Delta c_u}{u} = \mu,$$

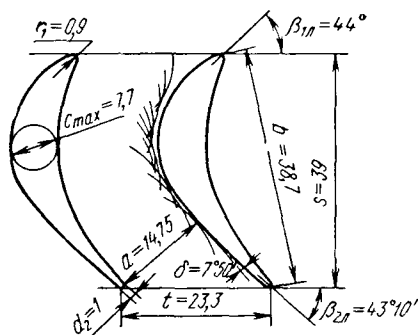


Рис. 3.10. Межлопаточный канал в корневом сечении решетки рабочего колеса

после преобразования получим

$$\frac{(\sigma_{изг}^{(r)})_I}{(\sigma_{изг}^{(r)})_{II}} = \frac{G_I}{G_{II}} \frac{h_I}{h_{II}} \frac{\bar{d}_I}{\bar{d}_{II}} \frac{1 + \bar{d}_{II}}{1 + \bar{d}_I} \frac{\mu_{BI}}{\mu_{BII}} \frac{n_I}{n_{II}} \frac{s_{II}}{s_I} \frac{t_{II}}{t_I} \frac{(1 - \sin \beta_{2B})_{II}^2}{(1 - \sin \beta_{2B})_I^2} \quad (3.14)$$

или

$$s_I = s_{II} \frac{(1 - \sin \beta_{2B})_{II}}{(1 - \sin \beta_{2B})_I} \times \\ \times \sqrt{\frac{G_I}{G_{II}} \frac{h_I}{h_{II}} \frac{\bar{d}_I}{\bar{d}_{II}} \frac{1 + \bar{d}_{II}}{1 + \bar{d}_I} \frac{\mu_{BI}}{\mu_{BII}} \frac{n_I}{n_{II}} \frac{(\sigma_{изг}^{(r)})_{II}}{(\sigma_{изг}^{(r)})_I} \frac{(b/t)_I}{(b/t)_{II}}} \quad (3.15)$$

Секундный расход газа берется средний между максимальным (на максимальных расчетных оборотах ротора) и минимальным. Угол β_{2B} находится по принятой величине коэффициента нагрузки у корня μ_{BI} и известной из предварительного расчета скорости газа на выходе из турбины c_2 , пользуясь формулой (2.25). Разумеется, если у обеих решеток значения углов β_{2B} близки, то отношение $\frac{(1 - \sin \beta_{2B})_{II}}{(1 - \sin \beta_{2B})_I} \approx 1$.

3.4.1. Ширина сопловых решеток

Ширину сопловой решетки определяют так же пересчетом уже выполненных или полностью рассчитанных лопаток, геометрические характеристики и расчетные данные которых известны. Способ пересчета аналогичен описанному. При определении усилий, действующих на лопатку в окружном и осевом направлении $P_u = G(\Delta c_u/z)$ и $P_a = G(\Delta c_a/z) + \Delta p t h$, нужно в расчетную формулу подставлять максимальное значение секундного расхода газа G , при котором будет работать турбина. Этот режим работы будет соответствовать и максимальному значению разности давлений Δp до и после сопловой решетки.

У сопловых лопаток, даже закрепленных консольно, максимальная толщина профиля не лимитируется формой межлопаточного канала. Относительная толщина профилей консольно закрепленных лопаток выполненных турбин в расчетных по условиям прочности сечениях колеблется в пределах 0,1—0,06.

Ширина профиля сопловых лопаток существенно отличается от хорды, величина которой определяется пересчетом. Отношение ширины к хорде профиля определяется зависимостью $s/b = (1,05 \div 1,1) \lg \alpha_1$. В диапазоне изменения $\alpha_1 = 15^\circ \div 40^\circ$ эта зависимость с точностью до $\pm 3\%$ подтверждается большим числом профилей сопловых лопаток выполненных турбин.

Сопловые лопатки, подвергаясь действию только изгибных напряжений, дают сравнительно большую свободу выбора их ширины. Это дает некоторую возможность выбирать ее наиболее целесообразной с точки зрения гидравлических потерь в решетке.

Вторичные потери в решетке при прочих равных условиях обратно пропорциональны отношению длины лопатки к ширине узкого сечения межлопаточного канала $\tilde{h} = h_{\text{л}}/a$.

Известно, что если длина лопатки достигает величины 50 мм, то дальнейшее ее увеличение само по себе уже не приводит к заметному снижению потерь. Для таких лопаток нужно заботиться о том, чтобы отношение $h_{\text{л}}/a$ было достаточно большим. При выбранной длине лопатки этого можно достичь за счет увеличения числа лопаток, выдерживая при этом оптимальное отношение b/t .

При выборе густоты решетки профилей соплового аппарата турбины недостаточно руководствоваться только требованием обеспечения ее оптимальности с точки зрения величины профильных потерь, так как опыты показывают, что начиная с некоторого значения $b/t \leq 1,25 \div 1,35$ ее дальнейшее уменьшение до $b/t = 0,9 \div 1,0$ (в зависимости от угла поворота потока в решетке) практически не приводит к изменению уровня профильных потерь. Следовательно, зависимость потерь от густоты решетки вблизи оптимума является пологой (оптимум практически распространяется на довольно широкий диапазон густот), поэтому для более обоснованного выбора ее величины в проектируемой ступени необходимо учитывать параметры, связывающие шаг с геометрическими характеристиками профиля и межлопаточного канала, и их взаимное влияние на потери.

Как известно, профильные потери (при дозвуковых скоростях) складываются из потерь на трение и кромочных потерь:

$$\xi_{\text{пр}} = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{кр}}.$$

Если при малой густоте удастся выдержать распределение кривизны спинки профиля в пределах, когда оно еще не приводит к заметному увеличению потерь трения, то тогда изменение профильных потерь будет связано с изменением доли кромочных потерь. Необходимо отметить, что при уменьшении густоты, несмотря на уменьшение «загромождения» межлопаточного канала, характеризующее отношением толщины выходной кромки профиля к величине узкого сечения межлопаточного канала d_2/a , абсолютная величина кромочных потерь может возрасти за счет увеличения разности скоростей со стороны выпуклой и вогнутой части профиля и роста потерь кинетической энергии при смешении потоков с различными скоростями. Поэтому очевидно, что даже в случае «нулевой» толщины выходной кромки величина кромочных потерь не будет равна нулю. Однако при уменьшении густоты решетки кромочные потери будут уменьшаться до значений $d_2/a \approx 0,03$.

Специально проведенные эксперименты показали, что начиная с величины $d_2/a \leq 0,05$ дальнейшее увеличение шага не приводит к снижению профильных потерь, но при большом «загро-

мождении» межлопаточного канала ($d_2/a > 0,15$) уменьшение густоты позволяет уменьшить потери в решетке. Это особенно существенно для газовых турбин высокотемпературных двигателей, технология изготовления которых зачастую не обеспечивает выполнения тонких выходных кромок лопаток.

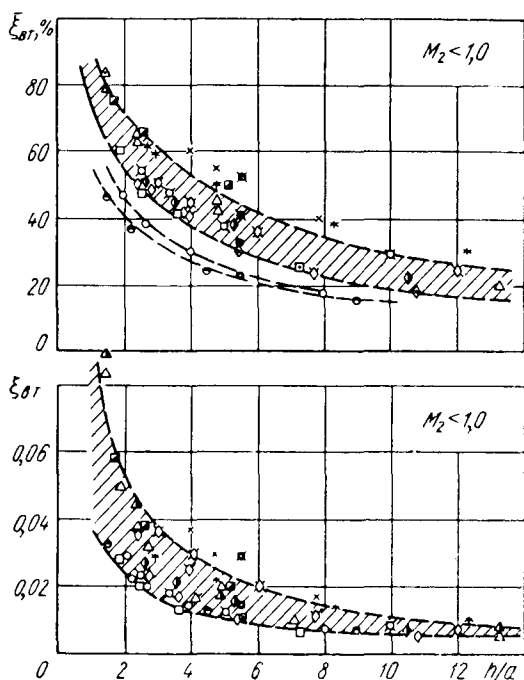


Рис. 3.11. Зависимость вторичных потерь в решетке соплового аппарата от относительной высоты межлопаточного канала

Изменение густоты решетки приводит также к изменению относительной высоты межлопаточного канала h_d/a . При этом доля вторичных потерь изменяется прямо пропорционально величине h_d/a лишь в определенном диапазоне ее изменения. Начиная с некоторых значений h_d/a они существенно возрастают.

На рис. 3.11 приведена зависимость величины вторичных потерь $\xi_{вт}$, а также доли концевых потерь в суммарных потерях $\bar{\xi}_{вт} = \xi_{вт}/\xi_{\Sigma}$ от относительной высоты канала, построенная по результатам испытаний пятнадцати различных решеток соплового аппарата, отличающихся углом выхода $\alpha_1 = 9 \div 35^\circ$, углом поворота потока $\varepsilon = 65 \div 110^\circ$ и густотой $b/t = 1,22 \div 2,6$.

Аналогичные зависимости $\bar{\xi}_{вт}(\bar{h})$ построены и для лопаток рабочего колеса (рис. 3.12). Ими можно пользоваться в том

случае, когда приходится применять лопатки с бандажными полками на периферии. Без бандажных полок $\xi_{\text{вт}}$ будет больше.

Из рассмотрения указанных зависимостей $\xi_{\text{вт}}(h)$ следует, что величина вторичных потерь определяется геометрическими и режимными параметрами решетки. Она может быть определена из полученного на основании приведенных опытных данных выражения

$$\xi = \frac{\xi_{\text{вт}}}{\xi_{\Sigma}} = \frac{A}{1 + B\tilde{h}}.$$

Здесь $\xi_{\Sigma} = \xi_{\text{вт}} + \xi_{\text{пр}}$;

$A = 1,0 \div 1,2$ и $B = 0,4 \div 0,5$ — постоянные коэффициенты. Большие значения A и меньшие значения B соответствуют решеткам с малыми профильными потерями ($\xi_{\text{пр}} = 0,02 \div 0,03$) и наоборот, меньшие значения коэффициента A и большие значения коэффициента B относятся к решеткам с относительно большими профильными потерями.

Для подавляющего большинства решеток профилей выполненных турбин (или применяемых в авиационных турбинах) коэффициенты $A = 1,0 \div 1,1$, а $B = 0,5$.

Уменьшение густоты решеток соплового аппарата приводит к уменьшению дополнительных потерь от неравномерности потока на входе в решетку рабочего колеса, вызванных закруточными следами за сопловым аппаратом.

Периодичность изменения параметров потока на входе в решетку характеризуется числом Струхала $Sh = vL/\omega$, где v — частота изменения параметров потока перед решеткой; L — характерная длина; ω — скорость газа.

Периодичность изменения параметров потока на входе в решетку характеризуется числом Струхала $Sh = vL/\omega$, где v — частота изменения параметров потока перед решеткой; L — характерная длина; ω — скорость газа.

При числе сопловых лопаток z и секундном числе оборотов вала n параметры газа перед решеткой изменяются с частотой $v = zn$ Гц.

Если в качестве характерной длины принять толщину выходной кромки сопловой лопатки d_2 , а за характерную скорость —

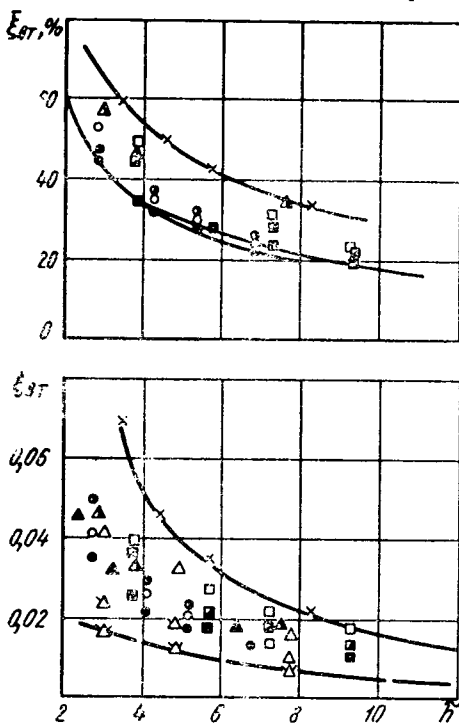


Рис. 3.12. Зависимость вторичных потерь в решетке рабочего колеса от относительной высоты межлопаточного канала

скорость газа на выходе из соплового аппарата c_1 , то критерий Струхала приводится к виду

$$Sh = \sin \alpha_1 \frac{d_2}{a} \frac{u}{c_{ад}} \frac{60}{\varphi \sqrt{1-q}}.$$

Опыты, проведенные на ступени турбины с $D_{ср}/h_{л}=3,3$, $\alpha_1=31^\circ$ и $d_2=0,6$ мм, показали, что уменьшение числа Sh приводит к увеличению к. п. д. турбины. Так, при уменьшении числа Sh на 20% к. п. д. турбины увеличивается примерно на 1%, при относительном осевом зазоре $\bar{\Delta}=\Delta/\sin \alpha_1=50$. При относительном осевом зазоре, примерно в полтора раза большем, выигрыш в к. п. д. турбины от уменьшения числа Струхала на те же 20% составляет всего лишь (0,2—0,3)%, но при этом абсолютное значение η_t^* падает примерно на 1%.

Таким образом, выбор густоты решетки должен производиться не только из условия обеспечения наименьшей величины профильных потерь, но также с учетом влияния на потери в ступени других факторов, например, относительной высоты межлопаточного канала $\bar{h}$, формы меридионального профиля, относительного загромождения канала d_2/a , величины угла α_1 .

3. 5. ОСЕВОЙ ЗАЗОР МЕЖДУ ЛОПАТОЧНЫМИ ВЕНЦАМИ

При расчете схемы проточной части турбины величину осевого зазора между венцами сопловых и рабочих лопаток, как и ширину лопаточных решеток, можно выбрать лишь предварительно. Окончательная величина его определяется в процессе рабочего проектирования, когда известны места фиксации ротора и статора, их температуры и взаимное перемещение не только на расчетном, но и на переходных режимах работы турбины.

Существуют различные и зачастую противоречивые взгляды на вопрос о выборе величины осевого зазора между сопловыми и рабочими лопатками турбины. Многие из них опубликованы в литературе и иллюстрируются соответствующими экспериментами. Так, например, есть опыты, из которых делаются выводы о том, что существует так называемая оптимальная величина осевого зазора, соответствующая максимуму к. п. д. ступени. Из других делается вывод о том, что изменение величины осевого зазора в довольно широких пределах $\pm 20\%$ от его исходного значения не влияет на экономичность турбины.

Существует точка зрения, которая также имеет экспериментальное подтверждение, о том, что увеличение осевого зазора между сопловыми и рабочими лопатками от практически нулевого значения до какой-то небольшой величины, скажем, 5—6 мм, не изменяет к. п. д. турбинной ступени, а при большем его значении к. п. д. падает и далее остается уже неизменным вплоть до величины зазора, равной 80 мм. И, наконец, есть опыты, проведенные на натурных турбинах газотурбинных двигателей, которые показывают, что увеличение осевого зазора между сопловым аппаратом и рабочим колесом неизменно приводит к уменьшению к. п. д. турбины в тем большей степени, чем больше зазор.

Объясняется это в основном тем, что все исследования проводились в существенно разных условиях и на турбинах различных конструкций:

а) у одних отсутствовало какое-либо лабиринтное уплотнение осевого зазора между сопловым аппаратом и ободом диска турбины;

б) у других при изменении осевого зазора нарушалось его уплотнение, а начиная с какой-то величины зазора вовсе отсутствовало;

в) в отдельных случаях при увеличении зазора устанавливалась про-ставка между сопловым аппаратом и диском турбины;

г) у некоторых отсутствовали так называемые «перекрыши» между сопло-выми и рабочими лопатками (см. § 3.6);

д) часть турбин имела лопатки с бандажными полками на периферии, часть имела лопатки без бандажей;

е) почти все они существенно различались по размерам и по величине относительного радиального зазора между рабочей лопаткой и корпусом тур-бины.

Из результатов тех испытаний, которые проведены на целе-сообразно выполненных конструкциях и в реальных условиях турбины, можно сделать однозначный вывод, что при наличии надежного уплотнения между сопловым аппаратом и рабочим колесом и при соответствующих перекрышах чем меньше зазор, тем меньше гидравлические потери. Это понятно, так как гидрав-лические потери, вызываемые неравномерностью полей полных давлений и скоростей, как это имеет место на выходе из сопло-вого аппарата, будут меньшими при конфузорном течении, т. е. когда этот поток попадает в суживающиеся межлопаточные ка-налы рабочего колеса, чем при течении в цилиндрическом или в расширяющемся кольцевом канале.

Кроме того, чем меньше осевой зазор, тем меньше будут по-тери на трение движущегося в осевом зазоре закрученного по-тока газа об ограничивающие его поверхности. Поэтому при проектировании турбины нужно уменьшать осевой зазор между лопаточными венцами соплового аппарата и рабочего колеса, насколько это позволяют конструктивное выполнение и условия обеспечения надежности в реальных условиях эксплуатации тур-бины. В турбинах авиационных двигателей это соответствует ве-личине осевого зазора между лопаточными венцами, равной при-мерно 20% от ширины хорды рабочих лопаток. Эти величины зазоров больше тех расстояний между лопаточными решетками, при которых обнаруживается их взаимное влияние на течение в области косо́го среза.

Иногда при доводке турбины или уже в эксплуатации прихо-дится увеличивать межлопаточный осевой зазор из соображений динамической прочности рабочих лопаток. Это бывает в тех слу-чаях, когда нет средств избавиться от резонансных колебаний лопаток и приходится идти по пути уменьшения их интенсивно-сти. Предусмотреть такие случаи заранее почти невозможно. Однако при проектировании турбины необходимо применять та-кую конструкцию уплотнения осевого зазора и так назначать перекрыши лопаточных венцов, чтобы в случае необходимости можно было несколько увеличить зазор в уже выполненной тур-бине без ощутимого уменьшения ее к. п. д.

3.6. ПЕРЕКРЫШИ МЕЖДУ ЛОПАТОЧНЫМИ ВЕНЦАМИ

В осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колёсом границы потока у корня и периферии лопаток несколько размываются. Для того чтобы поток попадал на рабочие лопатки

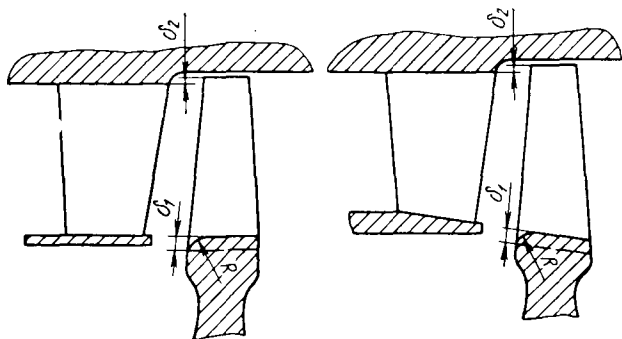


Рис. 3. 13. Формы перекрыши

и меньше перетекал через радиальный зазор между ними и корпусом, длина входной кромки рабочих лопаток должна быть несколько больше длины выходной кромки сопловых лопаток. Эта разница в длинах называется перекрышей.

Перекрыши необходимы также для того, чтобы поток газа, движущийся от одной лопаточной решетки к другой, не встречал на своем пути препятствий, а также не перетекал, минуя рабочую лопатку, через радиальный зазор. Это может происходить из-за отклонений при изготовлении лопаток, сопловых аппаратов и дисков, несоосностей между ротором и статором, погрешности при монтаже и т. п. Различают перекрышу нижнюю δ_1 — разность между внутренним радиусом лопаточного венца соплового аппарата на выходе и рабочего колеса на входе в него, и перекрышу верхнюю δ_2 — разность между наружным радиусом венца рабочего колеса на входе и соплового аппарата на выходе (рис. 3. 13).

Гидравлические потери, которые могут быть в турбине при отсутствии перекрыш, связаны не только с тем, что какая-то часть потока на границах его, встречая препятствие, теряет свою кинетическую энергию и не участвует в создании работы. Главная

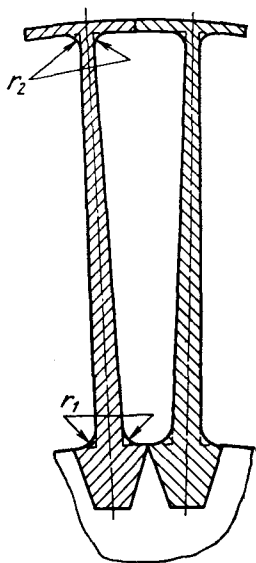


Рис. 3. 14. Сечение межлопаточного канала по высоте

неприятность заключается в том, что при этом создается возмущение, которое, распространяясь на основной поток, может вызывать в нем значительные потери. Наличие перекрыш исключает появление этих потерь не только на одном, расчетном, режиме ра-

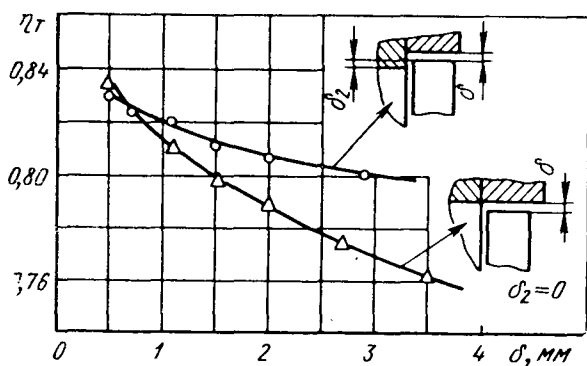


Рис. 3.15. Зависимость к. п. д. турбины от радиального зазора при различном выполнении перекрыши

боты турбины, но и на переходных, когда из-за различного температурного состояния лопаточных венцов статора и ротора неодинаково изменяются их радиальные размеры. Верхняя перекрыша способствует уменьшению потерь, связанных с наличием радиального зазора у безбандажных рабочих лопаток, а у лопаток с бандажными полками компенсирует загромождение проходных сечений галтелями в местах перехода от пера лопатки к полке (рис. 3.14).

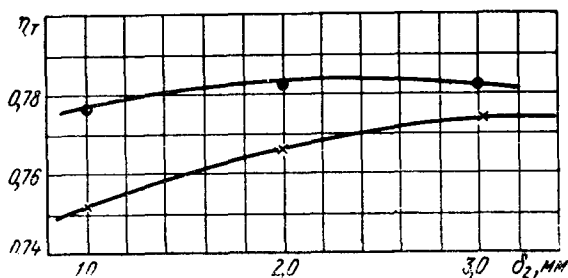


Рис. 3.16. Зависимость к. п. д. активной ступени турбины от перекрыши δ_2 (по опытам БИТМ):
● — с радиальным уплотнением; × — без радиального уплотнения

На рис. 3.15 и 3.16 показано изменение к. п. д. турбины η_t в зависимости от величины радиального зазора δ при различных значениях верхней перекрыши δ_2 и различном конструктивном ее

исполнении. Эти графики получены при испытании трех моделей турбинной ступени [13].

Из графика рис. 3.16 следует: чем лучше радиальное уплотнение в ступени, тем меньше влияние перекрыш на к. п. д. ступени.

Величина верхней и нижней перекрыш бывает различной и в каждом конкретном случае выбирается в зависимости от величины осевого зазора Δ и угла выхода потока из соплового аппарата α , ибо путь, который проходит поток газа в осевом зазоре, прямо пропорционален величине зазора и обратно пропорционален $\sin \alpha$, от величины радиального зазора δ , величины температурных деформаций ротора и статора на различных режимах работы, от длины лопаток диаметральных размеров турбины и принятой точности их изготовления.

Например, у турбин с цилиндрическим обводом проточной части, бесплочными рабочими лопатками длиной 100—120 мм, $D_{ср}/h_n = 4 \div 5$, $\alpha_1 = 20^\circ \div 25^\circ$, радиальным зазором 0,6—0,8 мм (на расчетном режиме работы) и осевым зазором между сопловыми и рабочими лопатками на среднем радиусе турбины в пределах 6—8 мм верхнюю перекрышу следует выполнять от 1 до 1,5 мм. Если бы радиальный зазор был большим и доходил, скажем, до 1,5 мм (из-за различных температурных расширений статора и ротора на переходных режимах), то размер верхней перекрыши следовало бы увеличить до 2 мм. Нижняя перекрыша всегда выбирается большей, чем верхняя и в приведенном примере должна находиться в пределах 2,5—3 мм. Объясняется это, с одной стороны, значительно большей скоростью истечения газа из соплового аппарата и большим расстоянием, которое газ проходит в осевом зазоре (меньший угол α_1), чем на наружном диаметре, следовательно, более интенсивным разрывом границы потока у корневого сечения лопаток по сравнению с периферийным, а с другой стороны, — наличием, как правило, развитой переходной части от пера лопатки к нижней полке, утолщающей входную кромку рабочей лопатки и загромождающей межлопаточный канал на входе (см. рис. 3.14).

Верхние и нижние перекрыши должны выполняться не только в рабочих венцах, но и в лопатках стоящих за ними сопловых аппаратов следующих ступеней. При этом не следует опасаться появления дополнительных потерь от внезапного расширения потока, вышедшего из решетки; поскольку решетка профилей последующего СА является конфузурной, создающей значительное сопротивление, эти потери будут очень малы. Поэтому на входе в сопловые решетки можно допускать большие перекрыши, чем на входе в рабочие колеса. У многоступенчатых турбин это даже необходимо в связи с тем, что при минимальном исходном осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом первой ступени, зазор между колесом и последующим сопловым аппаратом должен быть большим. Если этого не сделать, то может произойти касание ротора и диафрагмы статора из-за их различных температурных расширений.

Конечно, если сделать перекрыши чрезмерно большими, то потери от внезапного расширения и незаполнения потоком входного участка межлопаточных каналов могут достичь ощутимой величины.

Перекрыши должны выполняться так, как это показано на рис. 3.13 сплошными линиями. Если же их выполнить, как показано пунктирными линиями, то межлопаточный канал не будет заполнен потоком газа и появятся связанные с этим потери. Радиус R должен сопрягаться с плоскостью, ограничивающей основание лопаточного венца до места максимальной кривизны на спинке профиля в корневом сечении. Это особенно важно для рабочих лопаток, у которых от введения перекрыши при наличии большего угла поворота потока и практически активном межлопаточном канале (постоянного сечения) в корневом сечении может образоваться диффузорное течение и связанные с этим дополнительные потери.

3. 7. ПОТЕРИ, ВНОСИМЫЕ ТЕЛОМ, РАСПОЛОЖЕННЫМ ПЕРЕД СОПЛОВЫМ АППАРАТОМ

Во многих газотурбинных двигателях силовые связи между корпусами турбины и подшипника приходится располагать перед сопловым аппаратом турбины и пропускать их либо между жаровыми трубами камеры сгорания, если они индивидуальные, либо в газовом потоке, если камера кольцевая. В последнем случае каждая из них защищается от соприкосновения с горячими газами кожухом обтекаемой формы из материала, способного противостоять высоким температурам.

Таким образом, в потоке газа перед сопловым аппаратом, в непосредственной близости от него, появляются тела, загораживающие вход в решетку соплового аппарата и вызывающие увеличение гидравлических потерь в турбине.

Стыки индивидуальных камер сгорания, близко расположенные к сопловому аппарату (по конструктивным соображениям), также вносят возмущение в поток газа и могут снижать к. п. д. турбины. В этих случаях при проектировании газотурбинных двигателей приходится решать задачу о рациональном расположении этих стыков или обтекателей по отношению к межлопаточному каналу сопловых лопаток и оценивать вносимые ими потери.

На рис. 3.17 приведены результаты экспериментального исследования решетки профилей лопаток соплового аппарата турбины, перед которыми располагались по всей их длине перемещаемые вдоль решетки перегородки с относительной толщиной $\bar{s} = s/t = 0,16$ (см. рис. 3.17, а), имитировавшие стык камер сгорания или кромку обтекателя, обращенную к сопловому аппарату, и различные по форме переходные части от перегородки к сопловой лопатке (см рис. 3.17, б и в).

В дальнейшем эти переходные части срезались и повторялись опыты с оставшимися плоскими частями перегородок, которые имели относительную толщину $s/t = 0,16$ и $0,2$ и расстояние от фронта решетки, равное трем радиусам входной кромки (5 мм), тогда как при испытании стенок с относительной

толщиной 0,16 и 0,45 это расстояние составляло четыре радиуса входной кромки (7 мм).

Решетка профилей лопаток представляла собой сегмент соплового аппарата с длиной, равной 100 мм, и густотой $\bar{b}=1,6$. Местоположение перегородок изменялось поворотом сегмента. Потери полного напора в решетке измерялись на среднем радиусе вдоль шага двух соседних межлопаточных каналов при $\lambda_2=0,7$, подсчитанной по перепаду полного давления перед решеткой и статического (барометрического) за ней. Методика обработки, результатов испытаний, обычно применяемая при испытании плоских решеток профилей, приведена в [6, 23].

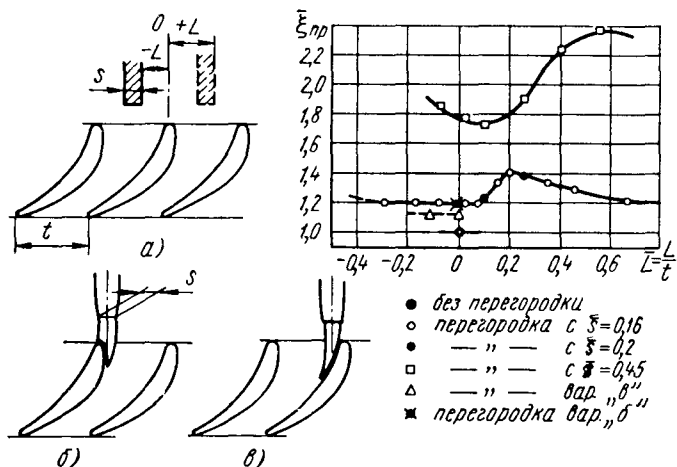


Рис. 3.17. Изменение профильных потерь в зависимости от формы, размеров и места расположения перегородок

Из полученной зависимости изменения коэффициента относительных профильных потерь $\bar{\xi}_{пр} = \xi_{пр}/\xi_{пр0}$ от расположения перегородки относительно входной кромки лопатки следует, что наибольшие потери возникают, когда перегородка находится посредине межлопаточного канала, т. е. когда возмущение, создаваемое перегородкой, целиком попадает в часть межлопаточного канала, находящуюся у спинки лопатки, или непосредственно на спинку и, проникая в глубь канала, способствует появлению отрыва потока. Это подтверждалось сопоставлением результатов измерений потерь полного напора в решетке вдоль шага лопатки, вблизи спинки которой располагалась перегородка.

Полученные данные дают возможность выбрать рациональное расположение стыков камер сгорания или обтекателей по отношению к межлопаточному каналу соплового аппарата и оценить возникающие при этом гидравлические потери в турбине.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

4.1. РАСЧЕТ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ПО СРЕДНЕМУ ДИАМЕТРУ

Из общего теплового расчета газотурбинного двигателя известны секундный расход газа через турбину — G_T кг/с, давление и температура заторможенного потока перед турбиной — p_0^* Н/м² и T_0^* К, частота вращения ротора — n об/мин и L_T Дж/кг.

В результате предварительных расчетов по определению основных параметров ступеней турбины (см. гл. III) выбрана схема проточной части и число ступеней турбины, распределена работа между ступенями, предварительно определены величины скорости, давления и температуры заторможенного потока газа на выходе из каждой ступени турбины, площади проходного сечения и диаметральные размеры турбины.

Расчет ступени турбины по среднему диаметру можно вести различными способами, в зависимости от выбранной системы определяющих параметров и заданных исходных данных. Рассмотрим некоторые из этих способов.

А. В качестве исходных приняты параметры: μ , M_{2a} , α_2
и K_a (или $\bar{F}_a$) *

В этом случае расчет может производиться в такой последовательности.

1. По принятому значению числа M_{2a} и известным значениям полного давления и температуры заторможенного потока на выходе из ступени определяется площадь проходного сечения F_2 (см. § 3.2).

2. Задаваясь коэффициентом нагрузки у корня лопаток $\mu_b \leq 2,0 \div 2,2$, определяют величину окружной скорости у корня лопатки и внутренний диаметр проточной части на выходе из ступени

$$u_{b2} = \sqrt{\frac{L_{ст}}{\mu_b}} \quad \text{и} \quad D_{b2} = \frac{60 u_{b2}}{\pi n}.$$

* Параметр K_a (или $\bar{F}_a$) использован при определении размеров проточной части ступени турбины.

Затем определяются наружный и средний диаметры

$$D_{н2} = \sqrt{D_{в2}^2 + \frac{4F_2}{\pi}} \quad \text{и} \quad D_{ср2} = \frac{D_{н2} + D_{в2}}{2};$$

окружные скорости на этих диаметрах

$$u_{н2} = u_{в2} \frac{D_{н2}}{D_{в2}}, \quad u_{ср2} = u_{в2} \frac{D_{ср2}}{D_{в2}}$$

и уточняется ранее предварительно определенная форма проточной части.

3. Определяют абсолютную скорость газа на выходе из ступени

$$c_2 = \lambda_{2c} a_{кр2} = \frac{\lambda_{2a}}{\sin \alpha_2} a_{кр2}, \quad \text{где } \lambda_{2a} = f(M_{2a});$$

$$a_{кр2} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_2^*} \cong 18,3 \sqrt{T_2^*}; \quad T_2^* = T_0^* - \frac{L_{ср}}{\frac{k}{k-1} R};$$

осевая и окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из ступени

$$c_{2a} = c_2 \sin \alpha_2 \quad \text{и} \quad c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2;$$

окружная составляющая относительной скорости на выходе из ступени

$$w_{2u} = c_{2u} + u_2;$$

относительная скорость на выходе из ступени

$$w_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + w_{2u}^2};$$

окружная составляющая абсолютной скорости газа в осевом зазоре

$$c_{1u} = \frac{L_u - u_2 c_{2u}}{u_1},$$

где

$$L_u = \xi L_{ср}, \quad u_1 = u_2 (D_{ср1} / D_{ср2});$$

$\xi = 1,05 \div 1,025$ — коэффициент, учитывающий потери в радиальном зазоре и на трение диска.

Величина диаметра $D_{ср1}$ и площадь F_1 находятся по чертежу проточной части турбины.

При $D_{ср} = \text{const}$ $u_1 = u_2$. Приближенно можно принять $u_1 \approx u_2$ и при $D_{ср} \neq \text{const}$.

4. Находят угол α_1 и абсолютную скорость газа в осевом зазоре c_1

$$\cos \alpha_1 = \frac{c_{1u}}{c_1} = \frac{\lambda_{c1u}}{\lambda_{1c}}, \quad (4.1)$$

где

$$\lambda_{1c} = \frac{c_{1c}}{a_{кр1}}; \quad \lambda_{c_{1u}} = \frac{c_{1u}}{a_{кр1}};$$

$$a_{кр1} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_1^*} \cong 18,3 \sqrt{T_1^*}; \quad T_1^* = T_0^*.$$

Из уравнения расхода

$$\sin \alpha_1 = \frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{m F_1 p_0^* \sigma_{с.а}^* (\lambda_{1c})}, \quad (4.2)$$

где $\sigma_{с.а}^* = \frac{p_1^*}{p_0^*} = \frac{\pi (\lambda_{1c} / \varphi)}{\pi (\lambda_{1c})}$ — коэффициент потери полного давле-

ния, который может быть оценен с помощью графика $\sigma^* = f(\lambda, \varphi)$, приведенного на рис. 4.1, предварительно задаваясь λ в пределах 0,92—0,98.

Для продуктов сгорания $k=1,33$, $R=288,4$ Дж/(кг·К); $m=0,0396$.

Решая совместно уравнения (4.1) и (4.2), находим α_1 и λ_{1c} . Тогда $c_{1c} = \frac{c_{1u}}{\cos \alpha_1}$ и $c_{1a} = c_{1c} \sin \alpha_1$.

5. Определяют относительную скорость на входе в рабочее колесо

$$w_1 = \sqrt{c_{1c}^2 - 2u_1 c_{1u} + u_1^2}.$$

6. По найденному значению λ_{1c} уточняем значение $\sigma_{с.а}^*$ и определяем полное давление на выходе из соплового аппарата

$$p_1^* = p_0^* \sigma_{с.а}^*;$$

статическое давление на выходе из соплового аппарата

$$p_1 = p_1^* \pi (\lambda_{1c});$$

статическую температуру газа в осевом зазоре

$$T_1 = T_1^* \tau (\lambda_{1c});$$

угол относительной скорости на входе в рабочее колесо

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1};$$

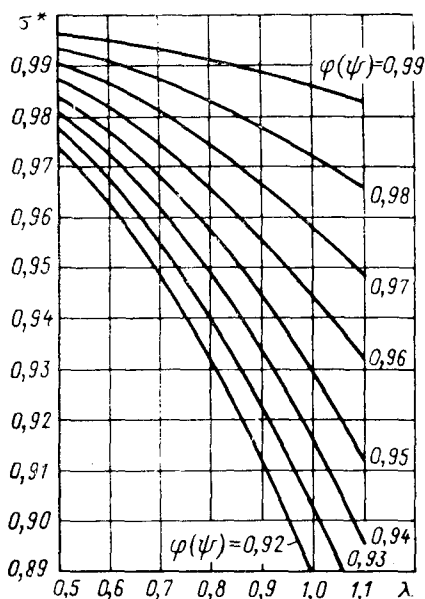


Рис. 4.1. Зависимость $\sigma^* = f(\lambda, \varphi)$

угол относительной скорости на выходе из рабочего колеса

$$\beta_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u} + u_2}.$$

7. Определяется степень конфузурности течения в решетке $K = \sin \beta_1 / \sin \beta_2$ и сумма углов потока $(\beta_1 + \beta_2)$, а затем коэффициент скорости ψ .

8. Далее находим:

адиабатическую работу расширения газа в рабочем колесе

$$L_{\text{ад.р.к}} = \frac{1}{2} \left(\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2 \right);$$

статическое давление газа на выходе из рабочего колеса

$$p_2 = p_1 \left(1 - \frac{L_{\text{ад.р.к}}}{\frac{k}{k-1} RT_1} \right)^{\frac{k}{k-1}};$$

температуру газа на выходе из рабочего колеса

$$T_2 = T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 \frac{k}{k-1} R};$$

плотность газа на выходе из рабочего колеса

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2};$$

осевую скорость на выходе из рабочего колеса

$$c_{2a} = \frac{G_r + \Delta G}{F_2 \rho_2},$$

где ΔG — секундный расход воздуха, идущего на охлаждение лопаток и попадающего в проточную часть. Плотность этого дополнительного количества воздуха будет отличной от плотности основного потока газа ρ_2 (несколько большей), но при подсчете c_{2a} этой разницей можно пренебречь.

Если c_{2a} получится отличной от подсчитанной в п. 3, то делается еще одно приближение (уточняется величина площади F_2) и продолжается расчет до полной увязки. После этого можно подсчитывать остальные параметры.

Если $u_1 \neq u_2$, то

$$L_{\text{ад.р.к}} = \frac{1}{2} \left(\frac{w^2}{\psi^2} - w_1^2 + u_2^2 - u_1^2 \right)$$

и

$$T_2 = T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2 \frac{k}{k-1} R}.$$

9. Определяем температуру заторможенного по относительной скорости потока на входе в решетку рабочего колеса

$$T_w^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2 \frac{k}{k-1} R};$$

угол поворота потока в решетке рабочего колеса

$$\varepsilon = 180 - (\beta_1 + \beta_2);$$

число М на выходе из турбины

$$M_{2c} = \frac{c_2}{\sqrt{kRT_2}},$$

где

$$c_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \alpha_2};$$

температуру и давление заторможенного потока газа на выходе из ступени турбины —

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2 \frac{k}{k-1} R} \quad \text{и} \quad p_2^* = p_2 \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Полученная величина температуры T_2^* сравнивается с ее значением, полученным в п. 1.

Если рассчитываемая ступень не последняя, то величины T_2^* и p_2^* являются исходными для расчета последующих ступеней.

10. Вычисляем адиабатические работы расширения газа в ступени

$$L_{\text{ад.ст}}^* = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2^*}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

$$L_{\text{ад.ст}} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

степень реактивности ступени

$$\varrho = \frac{L_{\text{ад.р.к}}}{L_{\text{ад.ст}}};$$

коэффициент полезного действия ступени турбины

$$\eta_{\text{ст}}^* = \frac{L_{\text{ст}}}{L_{\text{ад.ст}}^*}.$$

Б. В качестве исходных приняты параметры: μ_v , Q_T , α_2

1. Задавая коэффициент нагрузки у корня лопаток ($\mu_v \leq 2,2$), определяют коэффициент нагрузки на среднем радиусе

$$\mu_{cp} = \mu_v \left(\frac{2\bar{d}}{1 + \bar{d}} \right)^2.$$

2. Задаются кинематической степенью реактивности на среднем радиусе в пределах $Q_T = (0,2 \div 0,45)$ и определяют окружные составляющие абсолютной скорости газа в результате совместного решения уравнений

$$c_{1u} + c_{2u} = \frac{L_u}{u}; \quad c_{1u} + c_{2u} = 2u(1 - Q_T).$$

3. Находят угол потока на выходе из соплового аппарата α_1 .

Непосредственное определение угла α_1 при известных значениях расхода газа, среднего диаметра и формы проточной части затруднительно. Более целесообразно угол α_1 находить подбором. Для этого предварительно задаются тремя-четырьмя значениями угла α_1 в диапазоне $18^\circ - 35^\circ$ и для каждого заданного значения угла α_1 определяют осевую скорость на выходе из соплового аппарата

$$c_{1a} = c_{1u} \operatorname{tg} \alpha_1.$$

4. Определяют абсолютную скорость на выходе из соплового аппарата

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1};$$

приведенную скорость газа на выходе из соплового аппарата

$$\lambda_{1c} = \frac{c_1}{a_{кр1}},$$

где

$$a_{кр1} = 18,1 \sqrt{T_0^*};$$

коэффициент восстановления полного давления в решетке соплового аппарата

$$\sigma_{с.а}^* = \frac{\pi (\lambda_{1c}/\varphi)}{\pi (\lambda_{1c})}.$$

Коэффициент скорости φ определяется по экспериментальным данным продувок решеток (см. гл. I).

5. Далее находят площадь кольцевого сечения проточной части на выходе из соплового аппарата

$$F_1 = \frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{p_0^* \sigma_{с.а}^* q (\lambda_{1c}) \sin \alpha_1 m},$$

где $m=0,0396$; $q(\lambda_{1c})$ берется по таблицам газодинамических функций.

6. Строится график зависимости $F_1=f(\alpha_1)$. По площади F_1 , подсчитанной по размерам проточной части принятой схемы, определяется угол α_1 .

7. Определяют угол относительной скорости на входе в рабочее колесо

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1};$$

относительную скорость на входе в рабочее колесо

$$w_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \beta_1};$$

статическое давление на выходе из соплового аппарата

$$p_1 = p_0^* \sigma_{c.a}^* \pi(\lambda_{1c}).$$

8. Задаваясь углом выхода потока α_2 , определяют абсолютную скорость на выходе из рабочего колеса

$$c_2 = \frac{c_{2u}}{\cos \alpha_2};$$

приведенную скорость на выходе из рабочего колеса

$$\lambda_{2c} = \frac{c_2}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_2^*}};$$

окружную составляющую относительной скорости на выходе из рабочего колеса

$$w_{2u} = c_{2u} + u_2;$$

относительную скорость на выходе из рабочего колеса

$$w_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + w_{2u}^2};$$

угол относительной скорости на выходе из рабочего колеса

$$\beta_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_{2a}}{w_{2u}}.$$

После этого определяют все остальные параметры так же, как и в первом способе пп. 7—10.

В. В качестве исходных приняты параметры: μ_v , M_2 , q

1. По принятому значению числа M_{2a} и известным значениям полного давления и температуры заторможенного потока на выходе из ступени определяют площадь проходного сечения F_2 , приняв $\alpha_2 \approx 90^\circ$ (см. § 3.2).

2. Задаваясь коэффициентом нагрузки у корня лопаток $\mu_b \leq 2,0 \div 2,2$, определяют окружную скорость u_{b2} и внутренний диаметр проточной части D_{b2} на выходе из ступени. Затем определяются наружный и средний диаметры и окружные скорости на этих диаметрах (см. способ «А» п. 2).

3. Определяются (в первом приближении) статическое давление на выходе из ступени и адиабатическая работа расширения газа в ступени

$$p_2 = p_2^* \left(\frac{T_2}{T_2^*} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

где

$$T_2 = \frac{T_2^*}{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2},$$

и

$$L_{ал.ст} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

4. Задавшись степенью реактивности на среднем радиусе ступени:

а) для первых ступеней $q_{cp} = 0,2 \div 0,35$;

б) для последней ступени $q_{cp} = 0,35 \div 0,45$, определяют адиабатическую работу расширения газа в сопловом аппарате

$$L_{ал.с.а} = (1 - q_{cp}) L_{ал.ст};$$

степень расширения газа в сопловом аппарате

$$\pi_{с.а} = \frac{p_0^*}{p_1} = 1 \left/ \left(1 - \frac{L_{ал.с.а}}{\frac{k}{k-1} RT_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right.;$$

скорость истечения газа на выходе из соплового аппарата

$$c_1 = \varphi \sqrt{2 L_{ал.с.а}}.$$

Коэффициент скорости φ выбирается по экспериментальным данным продувок решеток (см. гл. I).

5. Находят угол потока на выходе из соплового аппарата α_1 . Углом α_1 можно задаваться в пределах $\alpha_1 = 20 \div 35^\circ$ (меньшие значения α_1 относятся к первым, а большие — к последним ступеням), а затем определять размеры проходного сечения на выходе из соплового аппарата, или же определять его по известным из предварительного расчета форме проточной части, размерам проходного сечения и расходу газа. Однако непосред-

ственное определение угла α_1 затруднительно. Более целесообразно угол α_1 находить подбором (так же, как в способе «Б» п. 3).

6. Определяются угол относительной скорости на входе в рабочее колесо

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1};$$

относительная скорость на входе в рабочее колесо

$$w_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \beta_1};$$

статическое давление на выходе из соплового аппарата

$$p_1 = p_0^* \pi^* (\lambda_{1c});$$

окружная составляющая относительной скорости на выходе из рабочего колеса

$$w_{2u} = \frac{L_u}{u_{cp}} - w_1 \cos \beta_1;$$

осевая составляющая относительной скорости газа на выходе из рабочего колеса

$$w_{2a} = M_{2a} \sqrt{kRT_2};$$

угол относительной скорости на выходе из рабочего колеса

$$\beta_2 = \arctg \frac{w_{2a}}{w_{2u}};$$

окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса

$$c_{2u} = w_{2u} - u_{c12};$$

угол абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}}.$$

Если полученное значение $\alpha_2 \leq 85^\circ$, то изменяют M_2 , q или площадь F_2 за счет изменения наружного диаметра и, начиная с п. 5, повторяют расчет до увязки параметров потока в сечениях 1 и 2.

7. Находят относительную скорость газа на выходе из рабочего колеса

$$w_2 = \sqrt{w_{2u}^2 + c_{2a}^2}.$$

После этого определяются все остальные параметры так же, как в способе «А» пп. 7—10.

Г. Другие возможные способы расчета ступени

Во многих ступенях бывает более удобным задаваться величиной угла α_2 и отношением окружных составляющих скоростей c_{2u}/c_{1u} , так как в газовых турбинах авиационных двигателей эти величины изменяются в весьма узких пределах: $c_{2u}/c_{1u}=0\div 0,1$, а $\alpha_2=90\div 75^\circ$. Меньшие значения отношения c_{2u}/c_{1u} и большие значения угла α_2 характерны для последней ступени. Последовательность расчета в этом случае будет такой же, как и в способе «А», с тем лишь отличием, что

$$c_{2a}=c_{2u} \operatorname{tg} \alpha_2, \quad \text{а} \quad c_{1u} = \frac{L_u}{u_1 + (c_{2u}/c_{1u}) u_2}.$$

Увязка расчета также будет определяться равенством осевой составляющей скорости за колесом, подсчитанной по п. 3 способа «А» и определенной в конце расчета из уравнения расхода

$$c_{2a} = \frac{G_r + \Delta G}{F_2 Q_2}.$$

Можно привести и другие способы расчета ступени турбины: например, когда задаются $\pi_{с.а}$ и $\pi_{р.к.}$. Все эти способы позволяют рассчитать турбину на среднем диаметре и определить параметры, необходимые для ее проектирования. Однако такой расчет еще не является окончательным.

Объясняется это тем, что в потоке газа, закрученном относительно оси турбины, появляются инерционные силы, вызывающие изменение скорости и давления вдоль радиуса. Эти изменения подчинены определенным законам и не могут задаваться произвольно. В осевом зазоре между лопатками соплового аппарата и рабочего колеса на каждую частицу массы dm , находящуюся на радиусе r , действует центробежная сила $dP_{ц1}=dm c_{1u}^2/r$, а за рабочим колесом $dP_{ц2}=dm c_{2u}^2/r$. Следовательно, к периферии лопатки (с ростом r) скорость уменьшается, а давление возрастает. Так как окружная составляющая скорости c_{2u} намного меньше, чем c_{1u} , то давление p_1 растет по длине лопатки в значительно большей степени, чем p_2 , и в силу этого разность давлений p_1-p_2 у корня лопатки будет существенно меньшей, чем на периферии. Последнее означает, что с переходом на меньший радиус степень реактивности падает и у корня лопатки может быть даже отрицательной. Отрицательная степень реактивности означает, что $p_1 < p_2$, $\omega_2 < \omega_1$ и $\beta_1 < \beta_2$, т. е. образуется диффузорное течение, или, как говорят, рабочая лопатка турбины работает в компрессорном режиме. Это, естественно, приводит к росту потерь и уменьшению к. п. д. турбины.

Таким образом, расчет турбины, выполненный по среднему диаметру, не может считаться окончательным до тех пор, пока не будет проверено, что при полученных на среднем диаметре параметрах потока нет отрицательной степени реактивности у корня лопатки и слишком большого угла закрутки потока на

выходе из ступени. Последнее имеет весьма важное значение для ступени турбины, за которой располагается выходное устройство.

Изменение параметров потока по длине лопатки необходимо знать для того, чтобы спроектировать решетки профилей на других радиусах. Это особенно важно для ступеней с относительно длинными лопатками — $D_{\text{ср}}/h_{\text{л}} < 10$, где изменения параметров потока по их длине значительны и пренебрежение ими может сильно сказаться на ухудшении к. п. д. турбины.

4. 2. ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ПО РАДИУСУ

Отличия параметров потока по длине лопатки от их значений на среднем радиусе порождаются:

- 1) изменением окружной скорости;
- 2) наличием в потоке инерционных сил, вызванных закруткой потока и искривлением линий тока в меридиональном сечении;
- 3) наличием радиальной составляющей скорости, вызванной возможным изменением внутреннего или внешнего диаметра проточной части турбины.

Для получения высоких к. п. д. необходимо обеспечить обтекание лопаток во всех сечениях по длине под углами атаки, близкими к оптимальным. Это возможно в том случае, если решетка спроектирована с учетом изменения параметров потока по радиусу.

Кривизна и наклон линий тока в турбине обычно невелики, поэтому при рассмотрении течения в осевых зазорах между венцами соплового аппарата и рабочего колеса принимают, что радиальная составляющая абсолютной скорости $c_r \approx 0$, т. е. приближенно считают, что частицы газа движутся по коаксиальным цилиндрическим поверхностям тока. Известно, что в этом случае радиальное равновесие действующих на частицы газа центробежных сил инерции и сил гидродинамического давления выражается уравнением

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} \approx \frac{c_u^2}{r}.$$

Для сечений перед колесом и за ним (сечения 1—1 и 2—2 на рис. 1.1) уравнения радиального равновесия соответственно имеют вид

$$\frac{1}{\rho_1} \frac{dp_1}{dr} = \frac{c_{1u}^2}{r} \quad \text{и} \quad \frac{1}{\rho_2} \frac{dp_2}{dr} = \frac{c_{2u}^2}{r}. \quad (4.3)$$

Используя уравнение Бернулли, можно найти связь между осевой и окружной составляющей скорости.

Напишем уравнение Бернулли для потока газа, движущегося между сечениями $0-1$ (см. рис. 1.1), полагая скорость в сечении $0-0$ равной нулю ($c_0=0$):

$$\frac{c_1^2}{2} = - \int_0^1 \frac{dp}{\varrho} - L_{r.c.a}. \quad (4.4)$$

Здесь с точностью до ΔL_r работа сил трения $L_{r.c.a} \approx L'_{r.c.a} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2}$.

Уравнение (4.4) справедливо только вдоль струйки, но если принять параметры газа перед турбиной и потери во всех элементах турбины постоянными по длине лопатки, то его можно продифференцировать по радиусу. С учетом того, что $c_1^2 = c_a^2 + c_u^2$, а $d\varphi/dr = 0$, т. е. $\varphi(r) = \text{const}$, получим

$$\frac{1}{2\varphi^2} \frac{d(c_{1a}^2 + c_{1u}^2)}{dr} = - \frac{1}{\varrho} \frac{dp_1}{dr}. \quad (4.5)$$

Если в уравнение (4.5) вместо $\frac{1}{\varrho} \frac{dp_1}{dr}$ подставить его значение из уравнения радиального равновесия (4.3), то после преобразования получим

$$\frac{1}{\varphi^2} \left(c_{1a} \frac{dc_{1a}}{dr} + c_{1u} \frac{dc_{1u}}{dr} \right) + \frac{c_{1u}^2}{r} = 0. \quad (4.6)$$

Это уравнение связывает осевую и окружную составляющие скорости в сечении $1-1$. Задав закон изменения одной из них, можно определить, как будет изменяться другая.

Если задать равномерное вдоль радиуса поле осевой скорости перед рабочими лопатками $c_{1a}(r) = \text{const}$, то из уравнения (4.6) закон изменения окружной составляющей скорости определится произведением $c_{1u} r^{\varphi^2} = \text{const}$.

Действительно, при $c_{1a}(r) = \text{const}$ $dc_{1a}/dr = 0$. Тогда из уравнения (4.6) $\frac{1}{\varphi^2} c_{1u} \frac{dc_{1u}}{dr} + \frac{c_{1u}^2}{r} = 0$ или $\frac{1}{\varphi^2} \frac{dc_{1u}}{c_{1u}} + \frac{dr}{r} = 0$. Интегрируя это уравнение, получим

$$\frac{1}{\varphi^2} \ln c_{1u} + \ln r = \text{const} \text{ или } c_{1u}^{1/\varphi^2} r = \text{const},$$

или

$$c_{1u} r^{\varphi^2} = c_{1u \text{ cp}} r_{\text{cp}}^{\varphi^2} = \text{const}.$$

Если задать характер изменения окружной составляющей скорости по закону постоянства циркуляции $c_{1u} r = c_{1u \text{ cp}} r_{\text{cp}} = \text{const}$, то, используя это условие при решении уравнения (4.6), можно

найти, как при этом будет изменяться осевая составляющая скорости по высоте лопатки.

$$\begin{aligned}\text{Так как } c_{1u} &= c_{1u \text{ ср}} \frac{r_{\text{ср}}}{r}, \text{ то } \frac{dc_{1u}}{dr} = d \left(c_{1u \text{ ср}} \frac{r_{\text{ср}}}{r} \right) / dr = \\ &= -c_{1u \text{ ср}} r_{\text{ср}} \frac{1}{r^2}.\end{aligned}$$

Подставляя это значение в уравнение (4.6), найдем

$$\frac{1}{\varphi^2} c_{1a} \frac{dc_{1a}}{dr} - \frac{1}{\varphi^2} c_{1u \text{ ср}}^2 \frac{r_{\text{ср}}^2}{r^3} + c_{1u \text{ ср}}^2 \frac{r_{\text{ср}}^2}{r^3} = 0.$$

Интегрируя это выражение, находим

$$\frac{c_{1a}^2}{\varphi^2} + \frac{1}{\varphi^2} c_{1u \text{ ср}}^2 \frac{r_{\text{ср}}^2}{r^2} - c_{1u \text{ ср}}^2 \frac{r_{\text{ср}}^2}{r^2} = C_1. \quad (4.7)$$

Постоянную интегрирования C_1 находим из условия, что при $r = r_{\text{ср}}$ $c_{1a} = c_{1a \text{ ср}}$. При этом

$$C_1 = \frac{c_{1a \text{ ср}}^2}{\varphi^2} + \frac{c_{1u \text{ ср}}^2}{\varphi^2} - c_{1u \text{ ср}}^2.$$

Подставив значение C_1 в уравнение (4.7), после преобразования получим

$$c_{1a}^2 = c_{1a \text{ ср}}^2 + c_{1u \text{ ср}}^2 (1 - \varphi^2) \left(1 - \frac{r_{\text{ср}}^2}{r^2} \right). \quad (4.8)$$

Обозначим отношения текущих параметров к их значениям на среднем радиусе:

$$\bar{r} = r/r_{\text{ср}}; \quad \bar{c}_{1u} = c_{1u}/c_{1u \text{ ср}}; \quad \bar{c}_{1a} = c_{1a}/c_{1a \text{ ср}}.$$

Тогда рассматриваемый закон изменения окружной составляющей скорости по радиусу (закон постоянства циркуляции) запишется в виде $\bar{c}_{1u} = 1/\bar{r}$.

Разделив обе части уравнения (4.8) на $c_{a \text{ ср}}^2$ и имея в виду, что $\frac{c_{1u \text{ ср}}^2}{c_{1a \text{ ср}}^2} = 1/\text{tg}^2 \alpha_{1 \text{ ср}}$, после преобразования получим закон изменения осевой составляющей скорости

$$\bar{c}_{1a} = \sqrt{1 + \frac{(1 - \varphi^2) [1 - (1/\bar{r}^2)]}{\text{tg}^2 \alpha_{1 \text{ ср}}}}. \quad (4.9)$$

Найдем зависимость между изменением угла α_1 и составляющими скорости по радиусу. Для этого умножим все члены уравнения (4.6) на dr/c_{1u}^2 . Тогда после преобразований получим

$$d \ln (c_{1u}^{1/2} r) + \frac{1}{\varphi^2} \frac{c_{1a}^2}{c_{1u}^2} \frac{dc_{1a}}{c_{1a}} = 0$$

или

$$d \ln (c_{1u}^{1/\varphi^2} r) + \frac{1}{\varphi^2} \operatorname{tg}^2 \alpha_1 d \ln (\operatorname{tg} \alpha_1 \cdot c_{1u}) = 0. \quad (4.10)$$

Из этого уравнения можно определить изменение угла α_1 для принятого закона протекания окружной и осевой составляющих скорости либо, задавшись изменением угла α_1 , найти соотношение скоростей c_{1a} и c_{1u} по длине лопатки.

Определим изменение по длине лопатки угла α_1 при закрутке потока по закону постоянства циркуляции.

Заменив в уравнении (4.10) $\operatorname{tg} \alpha \cdot c_{1u} = c_{1a}$ и $c_{1u}^{1/\varphi^2} r = c_{1u} r c_{1u}^{(1/\varphi^2)-1}$ с учетом, что $d \ln (c_{1u} r) = 0$, после преобразования получим

$$\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) d \ln c_{1u} + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_1}{\varphi^2} d \ln c_{1a} = 0$$

или

$$\frac{1 - \varphi^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha_1} d \ln c_{1u} + d \ln c_{1a} = 0,$$

откуда

$$\frac{1 - \varphi^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha_1} \frac{dc_{1u}}{c_{1u}} + \frac{dc_{1a}}{c_{1a}} = 0.$$

Воспользовавшись значениями $c_{1u} = c_{1u \text{ cp}} \frac{r_{\text{cp}}}{r}$ и c_a из уравнения (4.8), после интегрирования и преобразования получим

$$\operatorname{tg}^2 \alpha_1 = \bar{r} \left[\operatorname{tg}^2 \alpha_{1 \text{ cp}} + (1 - \varphi^2) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^2} \right) \right]. \quad (4.11)$$

Определим теперь, как будут изменяться c_{1a} и c_{1u} при постоянном вдоль лопатки угле α_1 . Следует напомнить, что постоянство угла α_1 , определяющего направление потока на выходе из соплового аппарата, не означает постоянства конструктивного угла профиля лопатки $\alpha_{1 \text{ л}}$. Если $\alpha_1(r) = \text{const}$, то $\alpha_{1 \text{ л}}(r) \neq \text{const}$.

Уравнение (4.10) можно записать в виде

$$d \ln [(c_{1u}^{1/\varphi^2} r) (\operatorname{tg} \alpha_1 c_{1u})^{\operatorname{tg}^2 \alpha_1 / \varphi^2}] = 0$$

или, после интегрирования —

$$\ln [rc_{1u}^{(1+\operatorname{tg}^2 \alpha_1)/\varphi^2} (\operatorname{tg} \alpha_1)^{\operatorname{tg}^2 \alpha_1 / \varphi^2}] = \text{const} = C.$$

Постоянную интегрирования C определим из граничных условий, полагая $r = r_{\text{cp}}$ и $c_{1u} = c_{1u \text{ cp}}$. Тогда

$$\ln [rc_{1u}^{(1+\operatorname{tg}^2 \alpha_1)/\varphi^2} (\operatorname{tg} \alpha_1)^{\operatorname{tg}^2 \alpha_1 / \varphi^2}] = \ln [r_{\text{cp}} c_{1u \text{ cp}}^{(1+\operatorname{tg}^2 \alpha_1)/\varphi^2} (\operatorname{tg} \alpha_1)^{\operatorname{tg}^2 \alpha_1 / \varphi^2}]$$

или

$$rc_{1u}^{1/(\varphi^2 \cos^2 \alpha_1)} = r_{\text{cp}} c_{1u \text{ cp}}^{1/(\varphi^2 \cos^2 \alpha_1)},$$

откуда

$$c_{1u} r^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = \text{const.}$$

Так как $c_{1a} = c_{1u} \operatorname{tg} \alpha_1$, то $c_{1a} r^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = \text{const.}$

Из рассмотренных примеров закрутки потока (характерных для ступеней турбины) следует, что при

- 1) $c_{1a}(r) = \text{const} \quad c_{1u} r^{\varphi^2} = \text{const};$
- 2) $\alpha_1(r) = \text{const} \quad c_{1u} r^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = \text{const};$
- 3) $\frac{c_{1u}}{c_{1u \text{ cp}}}(r) = \text{const} \quad c_{1u} r = \text{const.}$

Видно, что показатель степени при r в произведении $c_u r$ характеризует закон изменения закрутки потока по радиусу. Поэтому в общем случае закон изменения закрутки по радиусу можно представить в виде $c_u r^m = \text{const}$. Если теперь при решении уравнения (4.6) использовать условие $c_u r^m = \text{const}$, то для определения закона изменения осевой составляющей скорости и направления потока на выходе из соплового аппарата получим соответственно следующие зависимости:

$$\bar{c}_{1a} = \sqrt{1 + \frac{\left(1 - \frac{\varphi^2}{m}\right) \left(1 - \frac{1}{r^{2m}}\right)}{\operatorname{tg}^2 \alpha_{1 \text{ cp}}}} \quad (4.12)$$

и

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \bar{r}^m \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha_{1 \text{ cp}} + \left(1 - \frac{\varphi^2}{m}\right) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{2m}}\right)}. \quad (4.13)$$

Рассмотрим изменение параметров газа на выходе из рабочего колеса.

В качестве первого условия был принят закон изменения окружной составляющей скорости на выходе из соплового аппарата. В качестве второго условия для авиационных турбин обычно принимается постоянство работы по длине лопатки $L_u(r) = \text{const}$. Это делается для того, чтобы исключить возможность появления дополнительных потерь из-за перераспределения энергии в потоке между струйками газа.

Принимая $u_1 = u_2 = u$, можно написать

$$L_u = u(c_{1u} + c_{2u}) = u_{\text{cp}}(c_{1u \text{ cp}} + c_{2u \text{ cp}}) = \text{const.}$$

Отсюда $c_{2u} = \frac{L_u}{u} - c_{1u}$ или с учетом того, что $c_{1u} r^m = \text{const}$,

$$c_{2u} = c_{1u \text{ cp}} \left(\frac{1}{\bar{r}} - \frac{1}{\bar{r}^m} \right) + c_{2u \text{ cp}} \frac{1}{\bar{r}}. \quad (4.14)$$

Для определения осевой скорости c_{2a} используем уравнение Бернулли для потока газа, движущегося в ступени от сечения 0—0 до сечения 2—2 (см. рис. 1.1), полагая скорость в нулевом сечении равной нулю:

$$\frac{c_2^2}{2} = - \int_0^2 \frac{dp}{\rho} - L_{\text{сг}} - L_{r \text{ сг}}, \quad (4.15)$$

где работа гидравлических сопротивлений $L_{r \text{ сг}} \approx L'_{r \text{ сг}}$ определяется выражением

$$L_{r \text{ сг}} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2} + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_{1a}^2 + c_{1u}^2}{2} + \\ + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{(c_{2u} + u_2)^2 + c_{2a}^2}{2}, \quad (4.16)$$

и условие радиального равновесия потока в осевом зазоре за рабочим колесом

$$\frac{c_{2u}^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{dp_2}{dr}. \quad (4.17)$$

Используя выражения (4.14), (4.16), (4.17), продифференцируем уравнение (4.15).

$$\frac{dc_{2a}^2}{dr} + \frac{dc_{2u}^2}{dr} + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \psi^2 \left(\frac{dc_{1a}^2}{dr} + \frac{dc_{1u}^2}{dr} \right) + \psi^2 \frac{2c_{2u}^2}{r} + \\ + (1 - \psi^2) \frac{d(2c_{2u}u + u^2)}{dr} = 0.$$

После интегрирования, подстановки вместо c_{1a} его значения из уравнения (4.12) и преобразования получим

$$c_{2a}^2 = c_{2a \text{ сг}}^2 + (1 - \psi^2) [u_{\text{сг}}^2 (1 - \bar{r}^2) - 2c_{1u \text{ сг}} u_{\text{сг}} (1 - \bar{r}^{1-m})] + \\ + (1 - \psi^2) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^2} \right) (c_{1u \text{ сг}} + c_{2u \text{ сг}})^2 - 2c_{1u \text{ сг}} (c_{1u \text{ сг}} + c_{2u \text{ сг}}) \times \\ \times \left(1 - \frac{2}{m+1} \psi^2 \right) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{m+1}} \right) + c_{1u \text{ сг}}^2 \left(1 - \frac{\varphi^2 \psi^2}{m} \right) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{2m}} \right). \quad (4.18)$$

Если осевую составляющую скорости по аналогии с предыдущим представить в виде $\bar{c}_{2a} = c_{2a}/c_{2a \text{ сг}}$, а отношение $u_{2\text{сг}}/c_{2a \text{ сг}} = \text{ctg } \beta_{2\text{сг}} - \text{ctg } \alpha_{2\text{сг}}$, то выражение (4.18) запишется так:

$$\bar{c}_{2a}^2 = 1 + (1 - \psi^2) \left[(\text{ctg } \beta_{2\text{сг}} - \text{ctg } \alpha_{2\text{сг}}) (1 - r^2) - 2 \frac{c_{1u \text{ сг}}}{c_{2a \text{ сг}}} \times \right. \\ \left. \times (\text{ctg } \beta_{2\text{сг}} - \text{ctg } \alpha_{2\text{сг}}) (1 - \bar{r}^{1-m}) + \frac{(c_{1u \text{ сг}} + c_{2u \text{ сг}})^2}{c_{2a \text{ сг}}^2} \left(1 - \frac{1}{r^2} \right) \right] -$$

$$-2 \frac{c_{1u \text{ cp}} (c_{1u \text{ cp}} + c_{2u \text{ cp}})}{c_{2a \text{ cp}}^2} \left(1 - \frac{2}{m+1} \psi^2\right) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{m+1}}\right) + \\ + \frac{c_{1u \text{ cp}}^2}{c_{2a \text{ cp}}^2} \left(1 - \frac{\varphi^2 \psi^2}{m}\right) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{2m}}\right). \quad (4.19)$$

Уравнение (4.19) упрощается, если на среднем радиусе выход газа осевой, т. е. если $c_{2u \text{ cp}} = 0$ и $\alpha_2 = 90^\circ$, а отношение $c_{1u \text{ cp}}/c_{2a \text{ cp}}$ выразить через коэффициент нагрузки μ_{cp} и $\text{tg } \beta_{2\text{cp}}$ зависимостью

$$\frac{c_{1u \text{ cp}}}{c_{2a \text{ cp}}} = \frac{\mu_{\text{cp}}}{\text{tg } \beta_{2\text{cp}}}.$$

Тогда

$$\bar{c}_{2a}^2 = 1 + (1 - \psi^2) \text{ctg}^2 \beta_{2\text{cp}} [(1 - \bar{r}^2) - 2\mu_{\text{cp}} (1 - \bar{r}^{1-m})] + \\ + \mu_{\text{cp}}^2 \text{ctg}^2 \beta_{2\text{cp}} \left[(1 - \psi^2) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^2}\right) - 2 \left(1 - \frac{2}{m+1} \psi^2\right) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{m+1}}\right) + \right. \\ \left. + \left(1 - \frac{\varphi^2 \psi^2}{m}\right) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{2m}}\right) \right].$$

Изменение угла β_2 по длине лопатки определяется зависимостью

$$\text{tg } \beta_2 = \frac{c_{2a}}{w_{2u}} = \frac{\bar{c}_{2a} c_{2a \text{ cp}}}{c_{2u} + u} = \frac{\bar{c}_{2a} c_{2a \text{ cp}}}{c_{1u \text{ cp}} \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{m-1}}\right) + c_{2u \text{ cp}} + u_{\text{cp}} \bar{r}^2} \bar{r}; \quad (4.20)$$

при осевом выходе газа на среднем радиусе

$$\text{tg } \beta_2 = \text{tg } \beta_{2\text{cp}} \frac{\bar{c}_{2a}}{\mu_{\text{cp}} \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{m-1}}\right) + \bar{r}^2} \bar{r}.$$

Изменение угла α_2 по длине лопатки следует зависимости

$$\text{tg } \alpha_2 = \bar{r} \text{tg } \alpha_{2\text{cp}} \frac{\bar{c}_{2a}}{\frac{c_{1u \text{ cp}}}{c_{2u \text{ cp}}} \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{m-1}}\right) + 1}; \quad (4.21)$$

при осевом выходе газа на среднем радиусе

$$\text{tg } \alpha_2 = \bar{r} \frac{\bar{c}_{2a}}{\frac{c_{1u \text{ cp}}}{c_{2a \text{ cp}}} \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{m-1}}\right)}.$$

С помощью полученных зависимостей можно определить, как будут изменяться по радиусу скорости и углы потока в осевом зазоре и за рабочим колесом при различных законах закрутки потока, а также и другие параметры газа.

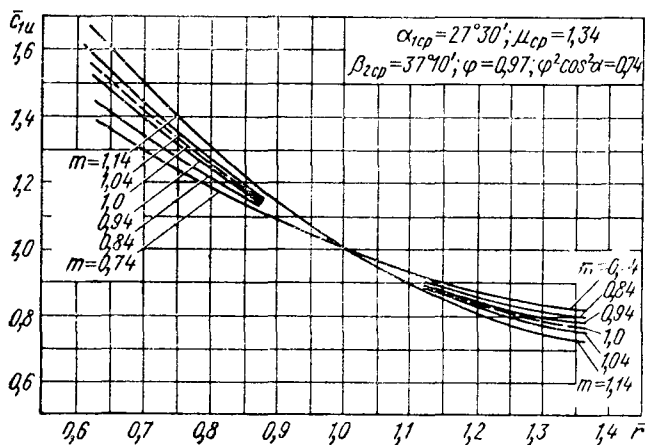


Рис. 4.2. Изменение по длине лопатки окружной составляющей скорости за сопловым аппаратом

При известных параметрах газа на среднем радиусе для этого достаточно задать значение m и величину относительного радиуса $\bar{r}$.

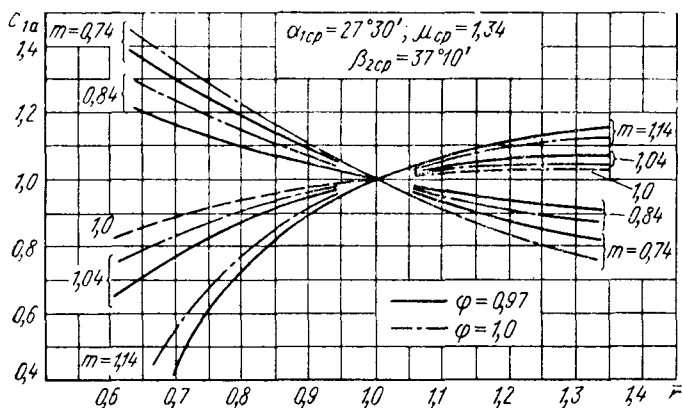


Рис. 4.3. Изменение по длине лопатки осевой составляющей скорости за сопловым аппаратом

На графиках рис. 4.2—4.11 показано изменение углов и скоростей потока на выходе из решеток соплового аппарата и рабо-

чего колеса. Видно, что изменение m наиболее сильно влияет на характер протекания параметров α_1 , c_{1a} , c_{1u} , β_1 , β_2 , α_2 , причем чем меньше $\bar{r}$ (ближе к корню лопатки), тем в большей степени проявляются эти изменения. Остальные параметры изменяются

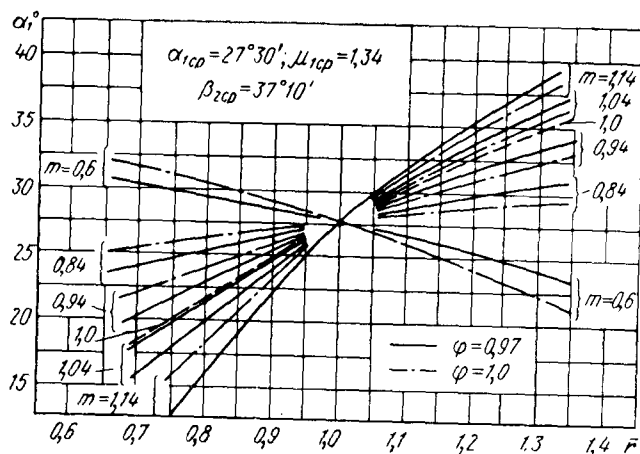


Рис. 4.4. Изменение угла α_1 по длине лопатки

мало, а степень реактивности q практически не изменяется с изменением m : так, для $\bar{r}=0,75$, что соответствует $D_{cp}/h=4$, при изменении значения m от $m=1,0$ до $m=\varphi^2 \cos^2 \alpha_1$, (соответствующем $\alpha_1=\text{const}$) степень реактивности у втулки изменяется от 0,5 до 3%. При этом у периферии лопатки на $\bar{r}=1,25$ она растег

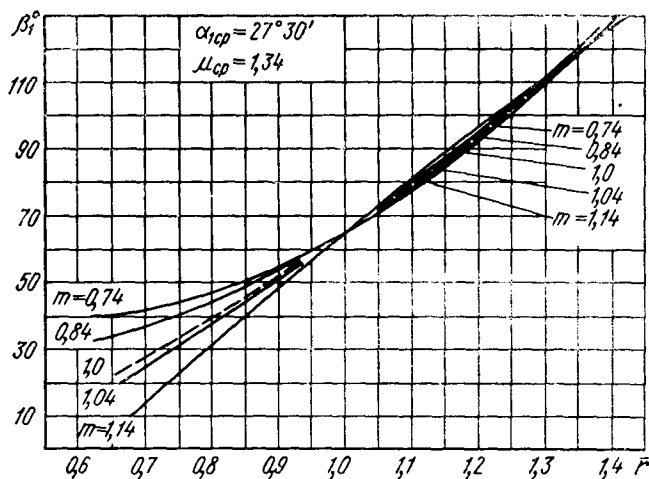


Рис. 4.5. Изменение угла β_1 по длине лопатки

практически на такую же величину. Почти то же самое относится к такому важному параметру, как угол поворота потока в решетке рабочего колеса $\varepsilon = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$. Для тех же усло-

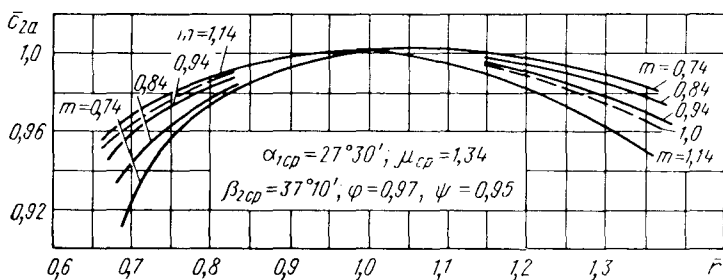


Рис. 4. 6. Изменение по длине лопатки осевой составляющей скорости за рабочим колесом

вий, что и в предыдущем примере, изменение ε у корня лопатки происходит от 103° до 97° . Это говорит о том, что изменение m в указанных пределах незначительно влияет на степень закрученности рабочей лопатки, ибо с ростом β_1 (у корня лопатки) уменьшается β_2 . Дальнейшее уменьшение числа $m < \varphi^2 \cos^2 \alpha_1$ не-

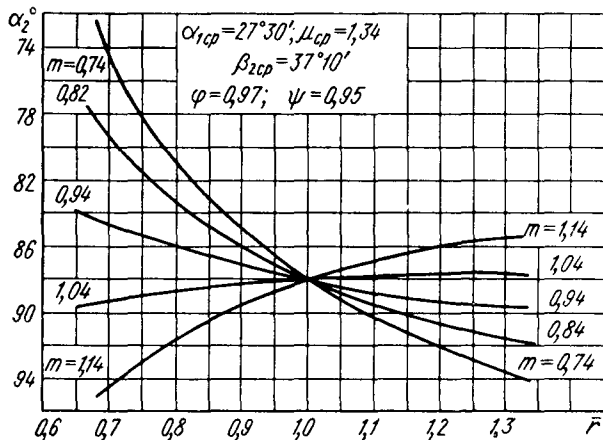


Рис. 4. 7. Изменение угла потока α_2 по длине лопатки

желательно из-за резкого возрастания угла закрутки потока за лопатками рабочего колеса (уменьшения угла α_2) и большой неравномерности осевых составляющих скоростей c_{1a} и c_{2a} . Последнее создает заметное несоответствие между расходом газа через решетки соплового аппарата и рабочего колеса в корневых

и периферийных сечениях, что способствует появлению в межлопаточных каналах радиальной составляющей скорости газа.

Значения чисел m больше единицы увеличивают угол поворота потока у корня лопаток, доводят степень реактивности до отрицательных значений, уменьшают β_1 , создают неравномерность осевых скоростей вдоль лопатки, т. е. приводят к ухудше-

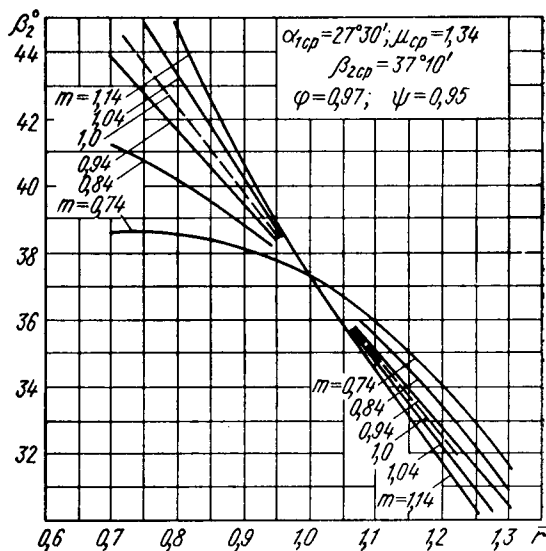


Рис. 4. 8. Изменение угла потока β_2 по длине лопатки

нию условий течения потока газа в турбине. Поэтому при проектировании турбин выбирают числа m в пределах $\varphi^2 \geq m \geq \geq \varphi^2 \cos^2 \alpha_1$.

Проведенный анализ различных законов изменения скоростей и углов потока по длине лопатки дает достаточное представление о кинематике потока в ступени, на основании чего можно выбрать рациональные с точки зрения конструкции и технологии углы лопаток и благоприятные, из соображений минимальных потерь в затурбинном устройстве, поле скоростей и направление потока на выходе из турбины. Однако, несмотря на ряд соображений газодинамического характера, такого рода анализ не дает достаточных оснований судить о том, какой из этих законов более благоприятный для получения максимального к. п. д. ступени. С этой точки зрения каждый из законов имеет свои преимущества и недостатки, которые по-разному влияют на потери в ступени и, особенно, если ступени отличаются еще относительной и абсолютной длиной лопаток. Поэтому для того чтобы выбрать закон закрутки потока, обеспечивающий наибольший к. п. д.

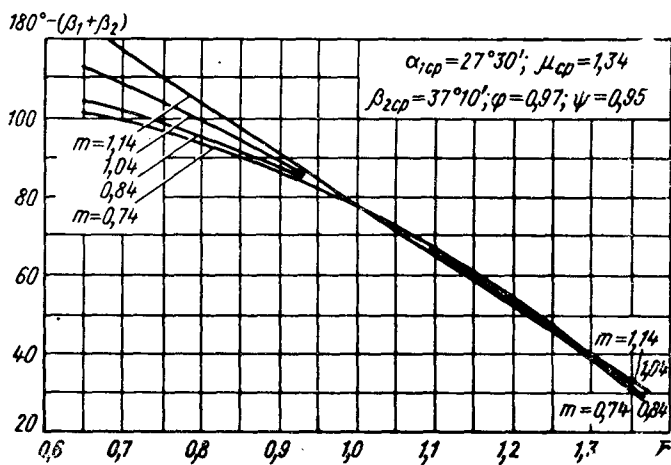


Рис. 4.9. Изменение угла поворота потока в рабочем колесе по длине лопатки

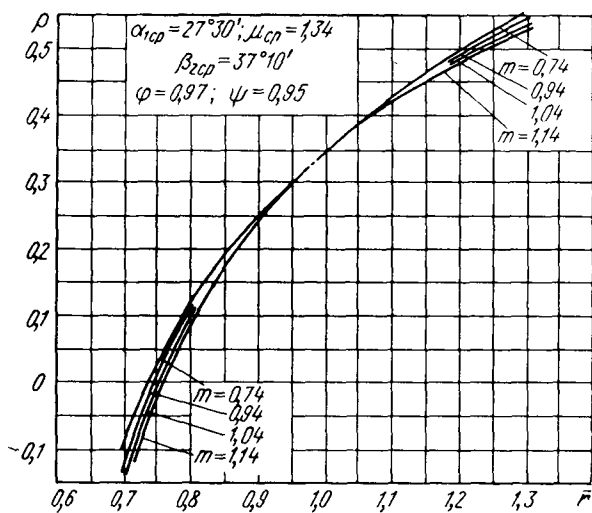


Рис. 4.10. Изменение степени реактивности по длине лопатки

ступени, приходится обращаться к эксперименту. К сожалению, такие эксперименты немногочисленны, но в сочетании с опытом проектирования и доводки турбин и экспериментальной про

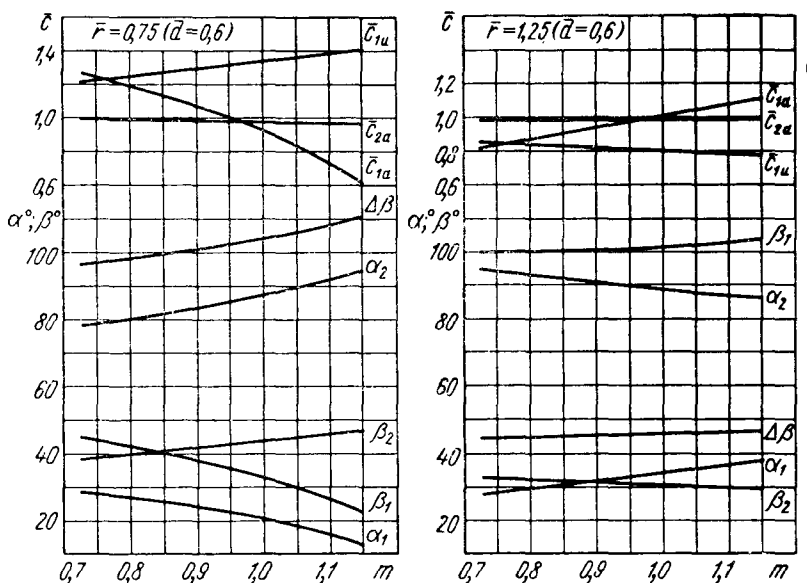


Рис. 4.11. Изменение углов и скоростей потока в зависимости от показателя степени m

верки на газотурбинных двигателях можно сделать вывод, что наибольший к. п. д. ступеней с $D_{cp}/h_{л}=4\div 7$ получается в том случае, если изменение закрутки близко к закону постоянства циркуляции. Поэтому значение показателя m выбирают, как правило, близкое к φ^2 .

4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В СТУПЕНИ НА ВНУТРЕННЕМ И НАРУЖНОМ РАДИУСАХ

После расчета турбины по среднему радиусу выбирается значение показателя m (закон распределения параметров потока по радиусу) и определяются параметры потока у корня и периферии лопатки. Обычно газодинамический расчет ступени производится в среднем, корневом и периферийном сечениях.

Используя полученные в предыдущем параграфе уравнения, параметры рассчитываются в следующем порядке:

1) окружная составляющая скорости на выходе из соплового аппарата

$$c_{1u} = c_{1u \text{ ср}} \frac{1}{r^m};$$

2) осевая составляющая скорости на выходе из соплового аппарата

$$c_{1a} = c_{1a \text{ ср}} \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha_{1\text{ср}} \left(1 - \frac{\varphi^2}{m}\right) \left(1 - \frac{1}{r^{2m}}\right)};$$

3) угол потока на выходе из соплового аппарата

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} r^m \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha_{1\text{ср}} + \left(1 - \frac{\varphi^2}{m}\right) \left(1 - \frac{1}{r^{2m}}\right)}$$

или

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} \frac{c_{1a}}{c_{1u}};$$

4) скорость на выходе из соплового аппарата

$$c_1 = \frac{c_{1u}}{\cos \alpha_1};$$

5) угол потока на входе в рабочее колесо

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1};$$

6) относительная скорость на входе в рабочее колесо

$$w_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \beta_1};$$

7) статическая температура на выходе из соплового аппарата

$$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2 \frac{k}{k-1} R};$$

8) статическое давление на выходе из соплового аппарата

$$p_1 = p_0^* \left(1 - \frac{c_1^2}{\varphi^2 2 \frac{k}{k-1} R T_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

9) температура газа заторможенного по относительной скорости потока на входе в рабочее колесо

$$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2 \frac{k}{k-1} R},$$

10) окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса

$$c_{2u} = c_{1u \text{ ср}} \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r^m}\right) + c_{2u \text{ ср}} \frac{1}{r};$$

11) осевая составляющая скорости на выходе из рабочего колеса

$$c_{2a} = c_{2a \text{ ср}} \sqrt{1 + (1 - \psi^2) \left[(\operatorname{ctg} \beta_{2 \text{ ср}} - \operatorname{ctg} \alpha_{2 \text{ ср}}) (1 - \bar{r}^2) - 2 \frac{c_{1u \text{ ср}}}{c_{2a \text{ ср}}} \times \right.} \\ \left. \times (\operatorname{ctg} \beta_{2 \text{ ср}} - \operatorname{ctg} \alpha_{2 \text{ ср}}) (1 - \bar{r}^{1-m}) + \frac{(c_{1u \text{ ср}} + c_{2u \text{ ср}})^2}{c_{2a \text{ ср}}^2} \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^2} \right) \right] -} \\ \sqrt{-2 \frac{c_{1u \text{ ср}} (c_{1u \text{ ср}} + c_{2u \text{ ср}})}{c_{2a \text{ ср}}^2} \left(1 - \frac{2}{m+1} \psi^2 \right) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{m+1}} \right) +} \\ \left. + \frac{c_{1u \text{ ср}}^2}{c_{2a \text{ ср}}^2} \left(1 - \frac{\varphi^2 \psi^2}{m} \right) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{2m}} \right) \right]}$$

или, если приближенно принять $\varphi = \psi = 1$, то

$$c_{2a} = c_{2a \text{ ср}} \sqrt{1 - 2 \frac{c_{1u \text{ ср}} (c_{1u \text{ ср}} + c_{2u \text{ ср}})}{c_{2a \text{ ср}}^2} \left(\frac{m-1}{m+1} \right) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{m+1}} \right) +} \\ \left. + \frac{c_{1u \text{ ср}}^2}{c_{2a \text{ ср}}^2} \left(\frac{m-1}{m} \right) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^{2m}} \right) \right]}$$

для потока без потерь ($\varphi = \psi = 1$) при $m = 1$

$$c_{2a} = c_{2a \text{ ср}};$$

12) угол потока на выходе из рабочего колеса в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_{2a}}{c_{2u}};$$

13) угол потока на выходе из рабочего колеса по относительной скорости

$$\beta_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_{2a}}{c_{2u} + u_2};$$

14) относительная скорость на выходе из рабочего колеса

$$w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \beta_2};$$

15) статическая температура на выходе из рабочего колеса

$$T_2 = T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2 \frac{k}{k-1} R};$$

16) статическое давление на выходе из рабочего колеса

$$p_2 = p_1 \left[1 - \frac{(w_2^2/\psi^2) - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2 \frac{k}{k-1} RT_1} \right]^{\frac{k}{k-1}};$$

17) число M по относительной скорости на выходе из рабочего колеса

$$M_{2w} = \frac{w_2}{\sqrt{kRT_2}}.$$

При углах закрутки потока на выходе из ступени $(90 - \alpha_2) < < 20^\circ$ (обычно у выполненных турбин закрутка не превышает 15°) давление p_2 настолько незначительно изменяется вдоль радиуса, что при расчетах турбин его можно принимать постоянным. Тогда после п. 10 порядок расчета будет следующий:

11') адиабатическая работа расширения газа в рабочем колесе

$$L_{a.l.p.k} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

12') относительная скорость на выходе из рабочего колеса

$$w_2 = \psi \sqrt{2L_{a.l.p.k} + w_1^2 + u_2^2 - u_1^2};$$

13') угол потока на выходе из рабочего колеса по относительной скорости

$$\beta_2 = \arccos \frac{c_{2u} + u_2}{w_2};$$

14') осевая скорость на выходе из рабочего колеса

$$c_{2a} = w_2 \sin \beta_2;$$

15') угол потока на выходе из рабочего колеса по абсолютной скорости

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}};$$

16') абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса

$$c_2 = \frac{c_{2u}}{\cos \alpha_2}.$$

Далее определяются T_2 и M_{2w} соответственно пп. 15 и 17.

Если значения коэффициентов скорости φ и ψ достаточно высоки и мало отличаются друг от друга ($\varphi = 0,97 \div 0,98$ и $\psi = 0,95 \div 0,96$), то гидравлические потери можно считать практически постоянными по высоте лопатки [$L_r(r) = \text{const}$]. Тогда из уравне-

ния Бернулли следует, что при $p_2(r) = \text{const}$ будет и $c_2(r) = \text{const}$, т. е. $c_2 = c_{2\text{ср}}$.

В этом случае расчет также упрощается и, начиная с п. 11, сводится к следующему:

11") определяется угол потока на выходе из рабочего колеса по абсолютной скорости

$$\alpha_2 = \arccos \frac{c_{2u}}{c_2};$$

12") осевая скорость на выходе из рабочего колеса

$$c_{2a} = c_{2u} \operatorname{tg} \alpha_2;$$

13) угол потока на выходе из рабочего колеса по относительной скорости

$$\beta_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_{2a}}{c_{2u} + u_2};$$

14") относительная скорость на выходе из рабочего колеса

$$w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \beta_2}.$$

Далее определяются T_2^* и M_{2w} соответственно по пп. 15 и 17.

Определять температуру T_2^* на различных радиусах нет необходимости, так при $L_u(r) = \text{const}$ $T_2^*(r) \approx \text{const}$.

Расчет может считаться законченным, когда на внутреннем радиусе угол α_2 получился в допустимых пределах и скорость $w_2 > w_1$. Если же получится $w_2 < w_1$ то необходимо уменьшить коэффициент нагрузки в корневом сечении, либо увеличить степень реактивности на среднем радиусе (если еще позволяет величина α_2). Иными словами, нужно разгрузить ступень либо за счет уменьшения работы $L_{\text{ст}}$, если турбина многоступенчатая, либо за счет увеличения диаметра.

По полученным значениям параметров газа можно определить степень реактивности ступени на расчетных радиусах.

Можно также найти зависимость между степенью реактивности на среднем и внутреннем радиусах для того, чтобы при расчете ступени по среднему радиусу выбрать ее из условия положительного значения у корня. Если пренебречь изменением давления p_2 по длине лопатки, то можно написать

$$q_{\text{ср}} = 1 - \frac{(L_{\text{ал.с.а}})_{\text{ср}}}{L_{\text{ал.ст}}} \text{ и } q = 1 - \frac{L_{\text{ал.с.а}}}{L_{\text{ал.ст}}}.$$

Из совместного решения этих двух равенств получим

$$q = 1 - (1 - q_{\text{ср}}) \frac{L_{\text{ал.с.а}}}{(L_{\text{ал.с.а}})_{\text{ср}}} = 1 - (1 - q_{\text{ср}}) \frac{c_1^2}{c_{1\text{ср}}^2}. \quad (4.22)$$

В свою очередь

$$\frac{c_1^2}{c_{1cp}^2} = \frac{c_{1u}^2 + c_{1a}^2}{c_{1u\text{ cp}}^2 + c_{1a\text{ cp}}^2} = \frac{(c_{1u}^2 c_{1a\text{ cp}}^2) + (c_{1a}^2 c_{1u\text{ cp}}^2)}{(c_{1u\text{ cp}}^2 c_{1a\text{ cp}}^2) + 1}. \quad (4.23)$$

Заменяя в выражении (4.23) отношение $(c_{1a}^2/c_{1a\text{ cp}}^2)$ его значением из уравнения (4.12) и учитывая, что $c_{1u} = c_{1u\text{ cp}}(1/\bar{r}^m)$, а $c_{1a\text{ cp}}/c_{1u\text{ cp}} = \operatorname{tg} \alpha_{1cp}$, после подстановки выражения (4.23) в уравнение (4.22) и преобразований получим

$$Q = 1 - (1 - Q_{cp})\varepsilon, \quad (4.24)$$

где

$$\varepsilon = 1 + \frac{\varphi^2}{m} \left(\frac{1}{\bar{r}^{2m}} - 1 \right) \cos^2 \alpha_{1cp}.$$

$$\text{При } m=1 \text{ и } \varphi=1 \quad \varepsilon = \sin^2 \alpha_{1cp} + \frac{\cos^2 \alpha_{1cp}}{\bar{r}^2}.$$

Считая как предельный случай на внутреннем радиусе $Q_v=0$, из уравнения (4.24) получим

$$0 = 1 - (1 - Q_{cp})\varepsilon \quad \text{или} \quad Q_{cp} = 1 - \frac{1}{\varepsilon}.$$

Пользуясь этой формулой, можно в зависимости от величин φ , m и $\bar{r}$ найти значение Q_{cp} , которому соответствует у корня лопатки значение $Q_v=0$. Это и будет минимально допустимая величина Q_{cp} .

Однако проектировать турбинную ступень со степенью реактивности в корневом сечении лопаток, равной нулю, практически не целесообразно.

Погрешности, неизбежные при производстве турбин, даже в пределах допусков на изготовление лопаток или на положение их могут привести к тому, что площадь проходных сечений в межлопаточных каналах изготовленного рабочего колеса окажется несколько больше расчетной или та же площадь у сопловых лопаток окажется меньше расчетной. В этих случаях степень реактивности у корневых сечений лопаток выполненной турбины, если она была запроектирована равной нулю, станет отрицательной.

Известно, что отрицательная степень реактивности даже в корневых сечениях лопаток уменьшает к. п. д. турбины. Объясняется это главным образом нарушением расчетного течения в корневых сечениях ступени турбины и распространением этого нарушения на близлежащую область по длине лопаток тем в большей степени, чем более отрицательна степень реактивности, т. е. чем большая часть лопатки вдоль радиуса работает в режиме отрицательной степени реактивности. По данным опытов [32] у ступеней турбины с отрицательной степенью реактив-

ности у корня наблюдается подъем линий тока в нижней части лопатки и отрыв потока в привтулочной зоне.

Кроме этого, в турбинных ступенях с нулевой или отрицательной степенью реактивности в корневых сечениях лопаток уменьшение их к. п. д. из-за практически неизбежной протечки воздуха в осевой зазор между венцами сопловых и рабочих лопаток происходит в значительно большей мере, чем у ступеней с положительной степенью реактивности. Иными словами, они более чувствительны к попаданию в проточную часть воздуха, подаваемого либо на охлаждение рабочих лопаток и дисков либо для уменьшения (разгрузки) осевой силы, действующей на ротор турбокомпрессора. Развитые лабиринтные уплотнения уменьшают эти протечки, но полностью их не устраняют и отрицательное их влияние на экономичность турбины остается. Поэтому при проектировании турбин реактивность в корневых сечениях лопаток необходимо делать положительной.

Положительная степень реактивности в корневых сечениях лопаток, особенно в газодинамически нагруженных ступенях, способствует при прочих равных условиях уменьшению относительной скорости на входе в рабочие лопатки, которая в корневых сечениях достигает весьма высоких значений, и увеличению угла входа потока газа на рабочие лопатки (см. рис. 4.5 и 4.10). Последнее существенно облегчает профилирование лопаток, особенно лопаток с внутренним воздушным охлаждением.

Проектирование турбин с положительной степенью реактивности в корневых сечениях лопаток встречает некоторые затруднения у ступеней с относительно длинными лопатками. Преодолеть эти затруднения можно, спроектировав турбину с уменьшенным градиентом степени реактивности по длине: например, с постоянным или близким к постоянному углом α_1 по длине лопатки (см. рис. 4.10) или повышением общего уровня степени реактивности в ступени, т. е. увеличением ее на среднем радиусе. Последнее также уменьшает градиент степени реактивности по длине и в сочетании с некоторым отходом от закона постоянства циркуляции в сторону постоянного угла α_1 практически решает задачу проектирования турбин авиационных двигателей с положительной степенью реактивности по всей длине лопатки.

Чем выше общий уровень степени реактивности в ступени тем при прочих равных условиях больше отклонение потока на выходе из ступени от осевого направления. Если это имеет место в последней ступени турбины, то имеющиеся в затурбинном диффузоре ребра используют для придания потоку осевого направления. Для этого их выполняют профилированными с учетом направления потока на выходе из турбины.

Опыт показывает, что ступень турбины с отношением среднего диаметра к длине лопатки, равным 4,5, с положительной степенью реактивности и со стоящей за ней спрямляющей решеткой имеет больший на 2,5% суммарный к. п. д., чем эта же сту-

пень, но с рабочими лопатками, при которых в корневом сечении отрицательная степень реактивности ($-0,12$) и близким к осевому направлением потока на выходе.

Приведенные в настоящей главе формулы могут служить основой алгоритма при составлении программы газодинамического расчета турбины для ЭЦВМ. При этом целесообразно воспользоваться возможностями быстродействующих вычислительных машин для того, чтобы в процессе счета так подобрать параметры, чтобы результат расчета удовлетворял бы задаваемым условиям.

Например, так подбирается распределение адиабатической работы расширения газа на лопатках соплового аппарата и рабочего колеса, чтобы на выходе из последнего поток имел осевое направление ($\alpha_2=0$), или определяется такая величина степени реактивности на среднем диаметре, при которой на внутреннем диаметре она была бы больше нуля; с помощью ЭЦВМ по заданным углам потока на выходе из лопаток соплового аппарата α_1 и рабочего колеса β_2 определяется адиабатическая работа расширения газа на сопловых и рабочих лопатках и решается ряд других задач. Применение ЭЦВМ для газодинамического расчета турбины не только экономит время, затрачиваемое на расчет, но и дает возможность производить параметрический анализ турбин при проектировании двигателя с целью выбора варианта, наиболее рационального для заданных условий.

5.1. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕШЕТКИ И ПРОФИЛЯ

Профилирование лопаток турбины сводится к построению ряда сечений, которые определяют собой форму профильной части лопатки.

Лопатки турбины должны обеспечивать получение заданных газодинамическим расчетом скорости и направления потока на выходе из решетки с минимальными гидравлическими потерями. Вместе с тем геометрическая форма рабочих лопаток должна отвечать требованиям прочности и технологичности обработки, обеспечивающей достаточную точность изготовления при высокой производительности.

В течение последних лет разработано несколько методов расчета гидродинамических решеток.

Некоторые из них дают возможность по заданным условиям потока на входе и выходе из решетки определить форму профилей, обеспечивающую благоприятное распределение скоростей по их поверхности. Однако эти методы не учитывают требований прочности и технологии изготовления лопаток и в практике не применяются.

Другие методы расчета гидродинамических решеток дают возможность по заданной форме профиля в решетке найти условия обтекания и оценить потери в ней. Разумеется, что эти методы могут быть применены лишь после того, как профили уже построены.

Поэтому при профилировании лопаток турбины пользуются, как правило, графическими методами. Все большее внедрение в практику расчета турбомашин электронных цифровых вычислительных машин позволит в дальнейшем шире применять также и методы аналитического профилирования турбинных лопаток [2, 10, 11].

Накопленный опыт турбостроения, теоретического и экспериментального исследования турбинных профилей дает возможность для широкого класса решеток установить критерии, определяющие качество их работы. К ним относятся: густота ре-

шетки (b/t), угол набегания потока на лопатку (ι), форма линий, очерчивающих профиль, форма межлопаточного канала, величина узкого сечения канала и т. д.

Соблюдение оптимальных значений этих критериев позволяет уверенно строить профили с высокими гидродинамическими качествами [18]. Основные рекомендации по построению профилей лопаток турбины с высокими коэффициентами полезного действия, разработанные на основании опытных и теоретических исследований разных авторов, сводятся к следующему.

1. Густота решетки профилей (b/t) должна быть выбрана возможно близкой к оптимальной. Величина $(b/t)_{\text{опт}}$ зависит от углов поворота потока в решетке, типа решетки (активной или реактивной), диапазона изменения углов атаки при работе решетки и др.

Для выбора густоты решетки, или относительного шага, в корневом и среднем сечениях лопаток можно пользоваться эмпирической формулой, предложенной В. И. Дышлевским:

$$\frac{t}{b} = 0,55 \left[\frac{180}{180 - (\beta_1 + \beta_2)} \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right]^{\frac{1}{3}} (1 - \bar{c}),$$

где $\bar{c}$ — относительная толщина профиля.

Для приближенного определения густоты решетки можно также воспользоваться зависимостью угла поворота потока $\epsilon = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ от относительного шага и угла β_2 (рис. 5.1).

Однако при построении решеток профилей авиационных газовых турбин иногда из соображений обеспечения необходимой прочности лопаток приходится отходить от оптимальной густоты в корневых сечениях рабочих лопаток и развивать их площадь, а площадь профиля периферийного сечения выполнять как можно меньшей, отходя здесь от оптимальной густоты в сторону уменьшения.

В сопловых лопатках отход от оптимальной густоты чаще всего продиктован технологией их изготовления и конструктивным выполнением турбины. Так, например, если внутри сопловых лопаток проходят силовые связи (рис. 5.2), то для обеспечения нужной для этого толщины профиля решетка получается, особенно у корневого сечения, более широкой, чем это диктуется оптимальным отношением хорды к шагу.

Так как оптимум по густоте для подавляющего большинства решеток профилей, применяемых в газовых турбинах авиационных двигателей, имеет относительно пологий характер, то некоторое отступление от оптимального значения b/t не приводит к заметным потерям. Однако уменьшение b/t по отношению к оптимальному значению в пределах, допустимых с точки зрения потерь, может привести к отклонению от расчетного направления потока на выходе из решетки. Это особенно проявляется в решетке рабочего колеса у периферийных сечений лопаток.

2. Межлопаточный канал должен быть плавно суживающимся. Если это не удастся осуществить, т. е. выполнение плавно суживающегося канала входит в противоречие с другими важными требованиями, представляемыми не только соображениями экономичности решетки (минимальных потерь), но и, скажем,

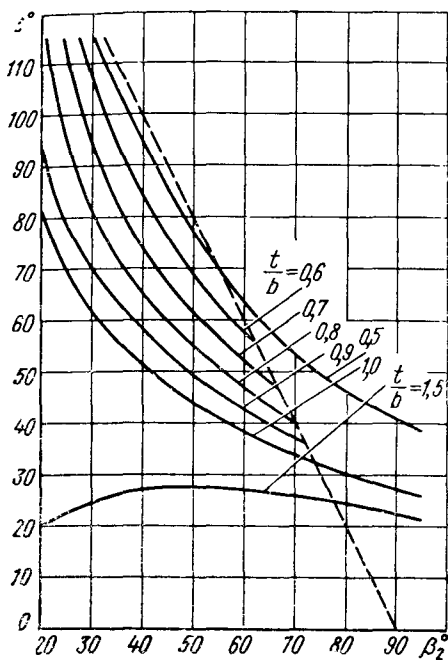


Рис. 5.1. Зависимость угла поворота потока в решетке ε от относительного шага t/b и угла β_2

прочностными или технологическими, или, наконец, их совокупностью, то можно допустить местную диффузность межлопаточного канала не более 5%. Это значит, что отношение максимальной ширины канала к минимальной ширине его на участке от входа до места максимальной ширины не должно превышать 1,05. На рис. 3.6, б это показано, как отношение a к a_1 .

Местное уширение межлопаточного канала в пределах до 5% в районе максимальной кривизны спинки профиля не приводит к увеличению потерь в решетке, а в активных каналах с большим углом поворота потока 110° — 120° на околозвуковых и сверхзвуковых скоростях, как показывает опыт, даже уменьшает их.

Каналы постоянной ширины делать не следует, ибо

из-за наличия технологических отклонений при производстве лопаток они превращаются у выполненных турбин в диффузорные с минимальным сечением, расположенным в любом (произвольном) месте канала. Такие решетки, как известно, имеют существенные гидравлические потери и не обеспечивают расчетного направления потока на выходе.

3. Угол атаки i (угол набегающего потока на лопатку) должен выбираться в пределах от -2° до -6° для реактивных относительно редких решеток с малым радиусом скругления входной кромки профиля, что характерно для периферийных сечений рабочих лопаток и встречается у лопаток соплового аппарата последних и предпоследних ступеней. Для корневых сечений, где относительно густые решетки с довольно большим радиусом скругления входной кромки, можно допускать положительные углы атаки до $+12^\circ$. Опыт показывает, что при сравнительно боль-

шой скорости газа на входе $M_{1w}=0,65\div 0,70$ решетки профилей корневых сечений рабочих лопаток имеют небольшие потери при положительных углах атаки. Этим пользуются при профилировании решеток для того, чтобы получить конфузрный межлопаточный канал, ибо в корневом сечении, где $\beta_1 \approx \beta_2$, уже при $i=0^\circ$ канал получается диффузным.

У лопаток соплового аппарата, особенно первых ступеней, имеющих большие радиусы скругления входной кромки и малые скорости на входе, изменение угла атаки в пределах $\pm 10^\circ$ практически не оказывает влияния на потери в решетке.

4. Кривизна выпуклой части профиля за узким сечением межлопаточного канала характеризуется углом отгиба выходной кромки δ_n (см. рис. 5.6), который должен быть в пределах $5^\circ\text{—}16^\circ$ в зависимости от числа M_2 потока газа на выходе из решетки (меньшие значения угла δ_n соответствуют $M_2 > 1$).

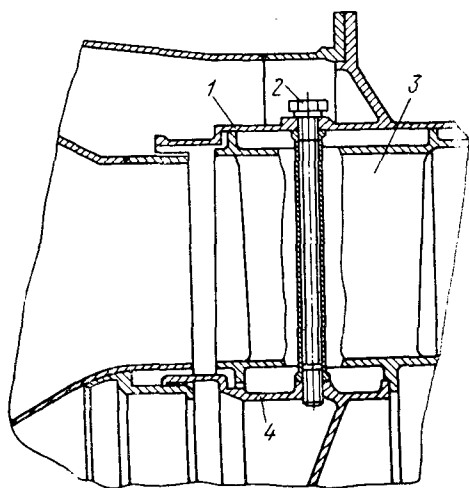


Рис. 5.2. Конструктивная схема соплового аппарата:

1—наружный корпус; 2—силовая связь; 3—лопатка; 4—внутренний корпус

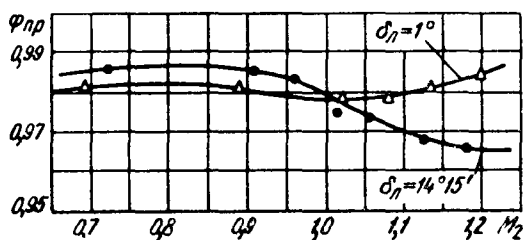


Рис. 5.3. Изменение коэффициента $\varphi_{пр}$ для решеток профилей с углом $\beta_2 \approx 31^\circ$ и различным углом δ_n

На рис. 5.3 приведены результаты продувок в аэродинамической трубе двух плоских решеток, составленных из профилей с различными углами δ_n . Видно, что у решетки с меньшим углом δ_n потери при $M_2 < 1$ больше, а при $M \geq 1,0$ существенно меньше, чем у решетки с бóльшим отгибом выходной кромки. К тому же

характер протекания потерь с изменением числа M_2 у первой решетки более плавный, чем у второй, следовательно, она менее чувствительна к изменению числа M_2 .

Однако следует иметь в виду, что у решеток, составленных из профилей с $\delta_{\text{л}} \leq 3^\circ$, межлопаточные каналы получаются с чрезвычайно малой степенью сужения у выходного сечения, т. е. на некотором протяжении канала от узкого сечения вверх

по потоку величина его настолько мало изменяется, что у изготовленных турбин узкое сечение перемещается внутрь канала и появляется диффузорный участок.

Если проектируемая решетка предназначена для работы с числом $M_2 \leq 0,8$, то можно выполнять ее с углом $\delta_{\text{л}} = 12^\circ \div 14^\circ$. Для решеток, работающих при числах $M_2 > 1$, величину угла $\delta_{\text{л}}$ можно выбирать, пользуясь полученным Г. Л. Гродзовским графиком $\delta_{\text{л}} = f(M_2)$, представленным на рис. 5.4.

5. Ширина узкого сечения межлопаточного канала находится по формуле

$$a = t \sin \beta_{2p}.$$

Для дозвуковых скоростей истечения газа $\beta_{2p} = \beta_2 - \Delta\beta$, где $\Delta\beta$ определяется в зависимости от β_2 и M_2 по известным графикам рис. 5.5.

Для сверхзвуковых скоростей истечения величина a находится по формуле $a = tq(\lambda_2) \sin \beta_2$, где $q(\lambda_2)$ находится по таблицам газодинамических функций в зависимости от числа M_2 . Для решеток сопловых аппаратов $a = tq(\lambda_1) \sin \alpha_1$.

6. Линия, очерчивающая выпуклую часть профиля («спинку»), должна иметь плавное изменение кривизны. Часто бывает удобным в качестве такой линии использовать отрезок лемнискаты Бернулли ($\rho = a \sqrt{\cos 2\varphi}$), а иногда и параболы, когда на спинке у выходной кромки нет прямого участка. Последнее объясняется тем, что сопряжение параболы с прямой не дает плавного изменения кривизны. Не всегда удается образовать спинку профиля одной лемнискатой. Тогда можно применить две и более лемнискат, сопрягая их в точках одинаковой кривизны.

7. Конструктивный угол $\beta_{2л}(\alpha_{1л})$ (рис. 5.6) должен быть равен углу $\beta_2(\alpha_1)$ или меньше его на $1^\circ - 1,5^\circ$. Для корневых сечений рабочих и сопловых лопаток, где сравнительно большая

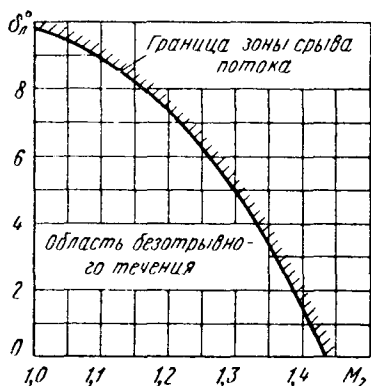


Рис. 5.4. Зависимость угла $\delta_{\text{л}}$ от числа M_2 на границе срыва потока

относительная толщина выходной кромки d_2/a , где $d_2 = 2r_2$, можно допустить некоторое превышение $\beta_{2п}(\alpha_{1п})$ над $\beta_2(\alpha_1)$. Объясняется это тем, что чем больше отношение d_2/a , тем в большей степени наблюдается уменьшение угла $\beta_2(\alpha_1)$ по сравнению с $\beta_{2п}(\alpha_{1п})$.

8. Угол заострения выходной кромки φ_2 не должен превышать 6° . При больших значениях угла φ_2 уже заметно возрастают потери в решетке из-за увеличения неравномерности поля скоро-

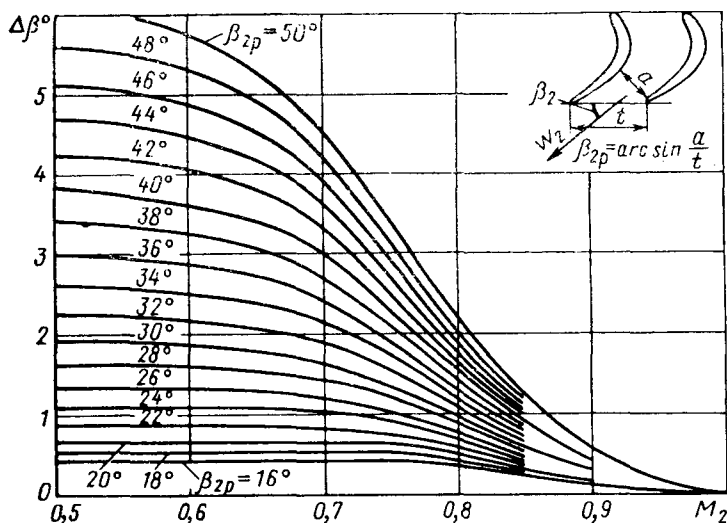


Рис. 5.5. Зависимость угла отставания потока $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_{2п}$ от числа M на выходе для решеток с различными углами $\beta_{2п}$

стей и полных напоров на выходе из нее. Это особенно сказывается при относительно толстых выходных кромках ($d_2/a \geq 0,1$), характерных для корневых сечений лопаток.

9. Выходные кромки лопаток должны быть возможно тонкими, так как гидравлические потери в решетке прямо пропорциональны их толщине. Радиус скругления выходной кромки обычно выбирается в пределах $r_2 = (0,03 \div 0,08) c_{\max}$ у корня и $r_2 = (0,08 \div 0,16) c_{\max}$ на периферии лопатки.

Однако, несмотря на это, иногда все же приходится делать их достаточно толстыми из соображений прочности и технологии изготовления. Поэтому в каждом конкретном случае проектирования лопаток приходится решать вопрос о выборе толщины кромок. Нужно только во всех случаях позаботиться о том, чтобы у рабочих лопаток толщина выходной кромки (это же относится и к входной кромке) уменьшалась от корневого сечения к периферийному настолько, чтобы с учетом допусков на изготовление

исключить ее утонение в нижележащих сечениях. Этим исключается одна из причин неустойчивости частотных характеристик изготовленных лопаток, что важно с точки зрения их динамической прочности.

Соображения прочности лопатки, определяют, кроме размеров сечений, их взаимное расположение, от которого в значительной степени зависит величина нескомпенсированных центробежными силами изгибных напряжений в профильной части.

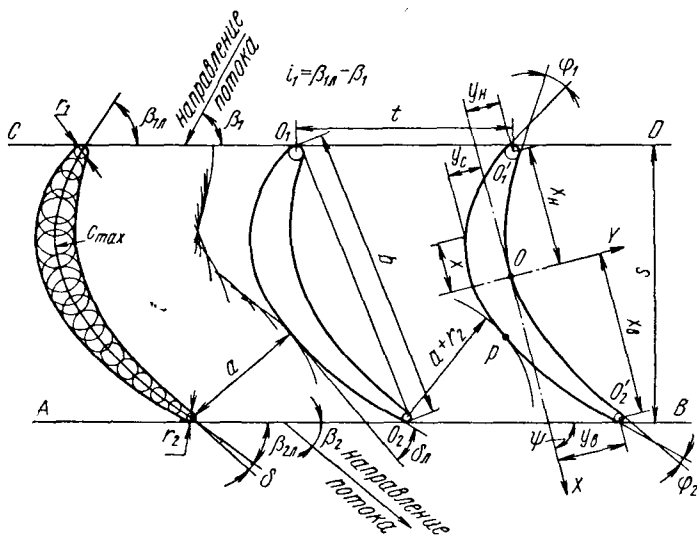


Рис. 5. 6. Конструктивные параметры решетки и профиля

Обычно хорошей компенсации можно достигнуть при такой форме лопатки, когда центры тяжести сечений располагаются на прямой или близкой к прямой линии.

Помимо высоких аэродинамических и прочностных качеств, лопатки турбины должны обладать достаточной технологичностью. Это качество является весьма важным, так как значительная доля трудоемкости газотурбинного двигателя приходится именно на лопатки турбины и компрессора. Поэтому профилирование лопаток обязательно должно вестись с учетом способа, которым они будут изготавливаться.

Многие применяющиеся способы изготовления лопаток оказывают определяющее влияние на форму профильной части и на процесс построения сечений.

К ним относятся способы получения лопаток без какой-либо механической обработки профильной части (например, методом точного литья, чеканки, электрохимической и электроискровой обработки и т. п.), а также механическая обработка с применением объемного копирования. При этих способах изго-

товления к форме поверхностей профильной части никаких специальных технологических требований не предъявляется. Конструктор в этом случае имеет относительную свободу в выборе формы профилей для различных сечений лопатки.

Однако при проектировании лопаток не всегда представляется возможным удовлетворить в полной мере все перечисленные требования. Так, например, часто бывает затруднительно получить площади профиля корневого сечения лопатки, диктуемые требованиями прочности. Действительно, площадь профиля периферийного сечения рабочей лопатки при минимально допустимой густоте решетки определяется его толщиной, уменьшение которой в свою очередь ограничивается соображениями конструкционной прочности материала и технологией изготовления лопатки. При этом не рекомендуется, чтобы относительная толщина профиля (отношение максимальной толщины его к хорде) $\bar{c} = c_{\max}/b$, была меньше, чем 4,5%, ибо, как показывает опыт доводки и эксплуатации газовых турбин, профили периферийных сечений рабочих лопаток с меньшей относительной толщиной в значительно большей степени, чем другие, подвержены поломкам от резонансных колебаний высокочастотных форм. Таким образом, площадь профиля периферийного сечения для проектируемой лопатки практически уже задана, а так как отношение площадей верхнего и нижнего сечений тоже задано величиной допускаемых напряжений растяжения (σ_p), то по существу минимальное значение площади профиля корневого сечения определено. Но если не удастся получить требуемую площадь в пределах, допускаемых густотой решетки (дальнейшее ее увеличение уже приводит к значительному росту потерь) и максимальной толщиной профиля, при которой межлопаточный канал получается постоянного сечения ($c_{\max} = t - a$), то приходится идти на увеличение $c_{\max}$, уменьшая узкое сечение канала (горла). Тогда $c'_{\max} > c_{\max}$, так как $a_1 < a$.

Если $(a - a_1)/a \leq 4\%$ и если это уменьшение площади проходного сечения в корневой части компенсируется соответствующим увеличением ее в других сечениях лопатки, то получающаяся при этом перестройка потока (по сравнению с расчетной), как показывает опыт, не приводит к заметным потерям в ступени. Для такого случая на рис. 5.7 приведена экспериментальная зависимость $\eta_t^* = f(u_{cp}/c_{a1})$ для ступени турбины с $D_{cp}/h_{1L} = 5,6$; $h_{1L} = 100$ мм и $\alpha_{1cp} = 22^\circ$.

Во многих случаях встречаются затруднения и при профилировании решетки соплового аппарата, у которой должны быть малые углы $\delta_L = 5 \div 7^\circ$, $\varphi_2 \leq 3^\circ$ и такое соотношение конструктивного и газового углов, при котором $\alpha_{1L} \leq \alpha_1$, так как при выбранном φ_2 чем меньше δ_L , тем α_{1L} больше α_1 .

Подобных примеров можно было бы привести достаточно много. Они говорят о том, что почти каждая проектируемая соп-

ловая или рабочая лопатка газовой турбины авиационного двигателя представляет собой компромиссное решение задач, выдвигаемых требованиями газовой динамики, прочности и технологии ее производства. Причем в зависимости от назначения тур-

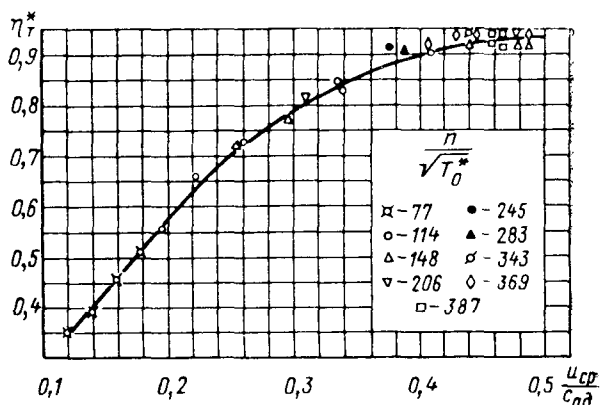


Рис. 5. 7. Изменение к. п. д. турбины в зависимости от $u/c_{ад}$

бины, условий ее эксплуатации и назначения газотурбинного двигателя в целом отдается предпочтение тем или иным из перечисленных выше требований. Этим и объясняется и то обстоятельство, что практически не удается непосредственно применить для вновь проектируемой турбины разработанные исследователями организациями решетки профилей, сколь эффективными они не были бы. Они могут служить только прототипами или образцами, показывающими для данного конкретного случая, какими средствами можно повышать аэродинамическое совершенство профилей.

5. 2. ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЕЙ ЛОПАТОК

Для построения профилей сопловых и рабочих лопаток турбины необходимо располагать следующими исходными данными.

1. Схемой проточной части турбины в меридиональном сечении с выбранными на основании предварительных газодинамических и прочностных расчетов шириной и числом лопаток.

2. Газодинамическим расчетом турбины, включающим в себя расчет треугольников скоростей на трех диаметрах (корневом, среднем и периферийном).

3. Законом изменения площади сечений профилей лопатки по длине.

4. Конструктивными требованиями, отражающимися на форме профилей. Например, необходимость пропускать силовые связи или топливные и масляные коммуникации через сопловые лопатки с указанием минимального значения размеров, которые

должно иметь поперечное сечение лопатки; наличие бандажирования рабочих лопаток — проволочного или при помощи полок; минимально допустимая толщина выходной кромки сопловых и рабочих лопаток и др.

5. Способы изготовления лопаток.

На основании этих данных строятся для каждой лопатки графики изменения по радиусу (рис. 5.8, 5.9):

а) шага лопатки;

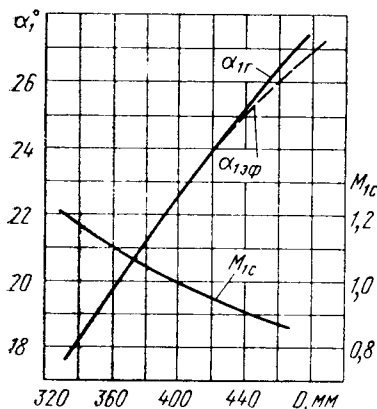


Рис. 5.8. Изменение числа M_{1c} и углов α_1 и $\alpha_{1зф}$ по длине лопатки

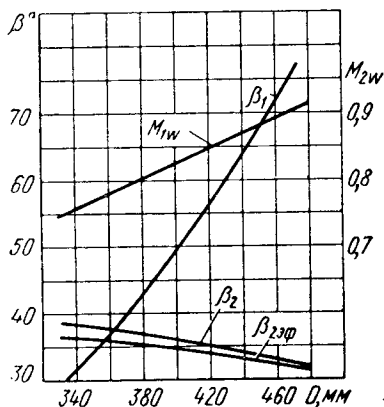


Рис. 5.9. Изменение числа M_{2w} и углов β_1 , β_2 и $\beta_{2зф}$ по длине лопатки

- б) площади профилей (для рабочих лопаток);
- в) безразмерной скорости M_{2w} , M_{1c} ;
- г) углов β_1 , β_2 , $\beta_{2р} = \beta_{2зф}$ (α_0 , α_1 , $\alpha_{1зф}$);
- д) узкого сечения межлопаточного канала a .

Дальнейшее изложение порядка построения профилей будем вести применительно к рабочей лопатке.

Разбиваем длину лопатки на несколько сечений (рис. 5.10) и в соответствии с радиусом, на котором располагается то или иное сечение, наносим их на все построенные графики.

Корневое сечение выбираем на расстоянии 2—3 мм от начала переходной галтели от пера лопатки к полке. Это делается для того, чтобы можно было проконтролировать точность изготовления профиля.

Величина переходной галтели берется в зависимости от способа изготовления лопатки и ее размеров. На рис. 5.11 приведен график, показывающий характер зависимости радиуса галтели от длины пера лопатки. Этими данными можно пользоваться при профилировании лопаток.

Верхнее сечение I—I (см. рис. 5.10) выбирается на 2—3 мм ниже обреза лопатки. Остальные сечения располагаются между

нижним и верхним на одинаковом расстоянии друг от друга. Для сопловых лопаток берется 3 или 5 сечений, для рабочих — не менее пяти. Опыт показывает, что для надежного контроля точности изготовления рабочих лопаток максимальное расстояние между двумя соседними сечениями не должно превышать 25 мм. Это же относится и к относительно длинным (закрученным) лопаткам сопловых аппаратов последних ступеней с переменным по длине сечением.

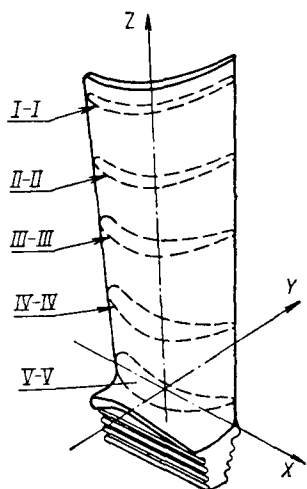


Рис. 5.10. Расположение осей координат и задаваемых сечений лопатки

Поэтому при профилировании длинных лопаток ($h_{л} > 100$ мм) число сечений, для которых нужно задавать размеры профилей, бывает больше пяти.

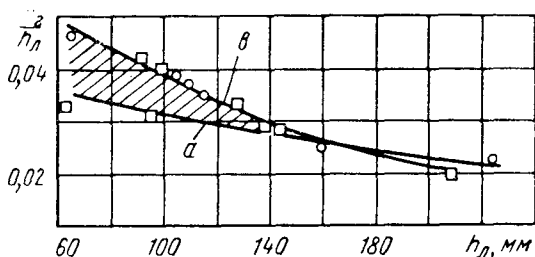


Рис. 5.11. Зависимость радиуса галтели (r_f) от длины ($h_{л}$):

a —механическая обработка; b —литье по выплавляемым моделям; O —рабочие лопатки; $\square$ —сопловые лопатки

Число сечений всегда выбирается нечетным из тех соображений, чтобы среднее сечение, по которому при профилировании можно судить, насколько будет отличаться у профилированной лопатки закон изменения по длине площади поперечного сечения от заданного, приходилось на середину лопатки. Для разработки технологии изготовления лопатки строятся и задаются на чертеже для сведения профили двух дополнительных сечений вне профильной части лопатки (пера), расположенных выше периферийного и ниже корневого сечения. Эти сечения так и называются технологическими.

Как отмечалось выше, в настоящее время находят применение как аналитические, так и графические методы построения профилей лопаток.

Сущность аналитического метода построения профилей состоит в том, что кривые, образующие профили лопаток (вогнутую и выпуклую часть) описываются полиномом n -й степени ($n=5 \div 7$), коэффициенты которого находятся из граничных условий, определяемых требованиями гидродинамики, прочности и тех-

нологии изготовления лопатки. Это дает возможность значения координат точек профильной части лопатки, задаваемых чертежом и необходимых для изготовления лопаток, определять аналитически, т. е. вычислять. При этом используются быстродействующие счетно-решающие машины [2, 10, 11]. Опыт применения этого метода при профилировании лопаток турбин авиадвигателей показал его практическую целесообразность.

Мы будем рассматривать только графические способы построения профилей, когда спинка профиля очерчивается по дугам лемнискат или парабол, а вогнутая часть профиля — по дугам окружности или параболы, или тоже лемнискатой, т. е. практически произвольной кривой.

5.2.1. Методика построения лемнискатного профиля

Прежде чем приступить к вычерчиванию самих профилей, нужно (если нет набора лемнискатных лекал) на отдельном листе плотной бумаги построить семейство лемнискат с различным полюсным расстоянием, размер которого в миллиметрах присваивается номеру соответствующей лемнискаты (рис 5.12).

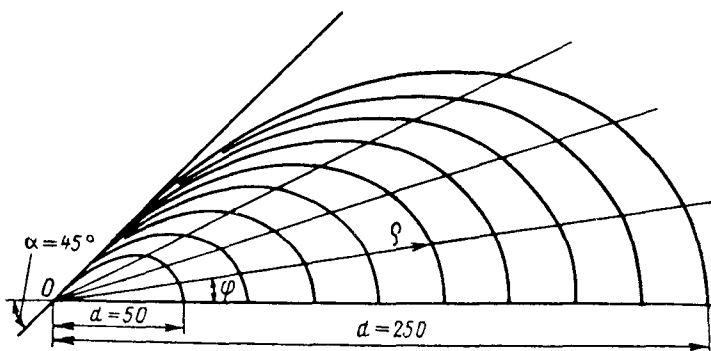


Рис. 5.12. Лемнискаты $\rho = A\sqrt{\cos 2\varphi}$

Например, лемниската с полюсным расстоянием в 20 мм будет иметь № 20, а с расстоянием в 80 мм — № 80. Масштаб вычерчиваемых лемнискат обычно соответствует масштабу, в котором строятся профили. Чаще всего это десятикратный масштаб. Построенное семейство лемнискат является как бы матрицей, с которой можно перечерчивать на пергамент или кальку любую лемнискату, необходимую для образования спинки профиля.

Профиль вычерчивается в такой последовательности.

1. Проводятся две параллельные линии AB и CD на расстоянии ширины решетки s (см. рис. 5.6, 5.13, 5.14). Радиусом $r_2 = d_2/2$ ($r_2 = 0,3 \div 1,0$ мм), проводятся на расстоянии шага t две окружности, касательные к линии AB . Через центры этих окруж-

ностей O_2 и O'_2 под углом $\beta_{2л}$ проводятся прямые mn (осевые линии выходной кромки). Под углом $\varphi_2/2$ к этим прямым проводятся касательные к окружности, очерчивающей выходную кромку, mfN и mhu . Точки касания f и h являются конечными точками выпуклой и вогнутой поверхностей профиля.

2. Находится ширина узкого сечения межлопаточного канала по формуле $a = t \sin \beta_{2р}$. Радиусом $r_2 + a$ из точки O_2 проводится дуга окружности, ограничивающая величину выходного сечения межлопаточного канала.

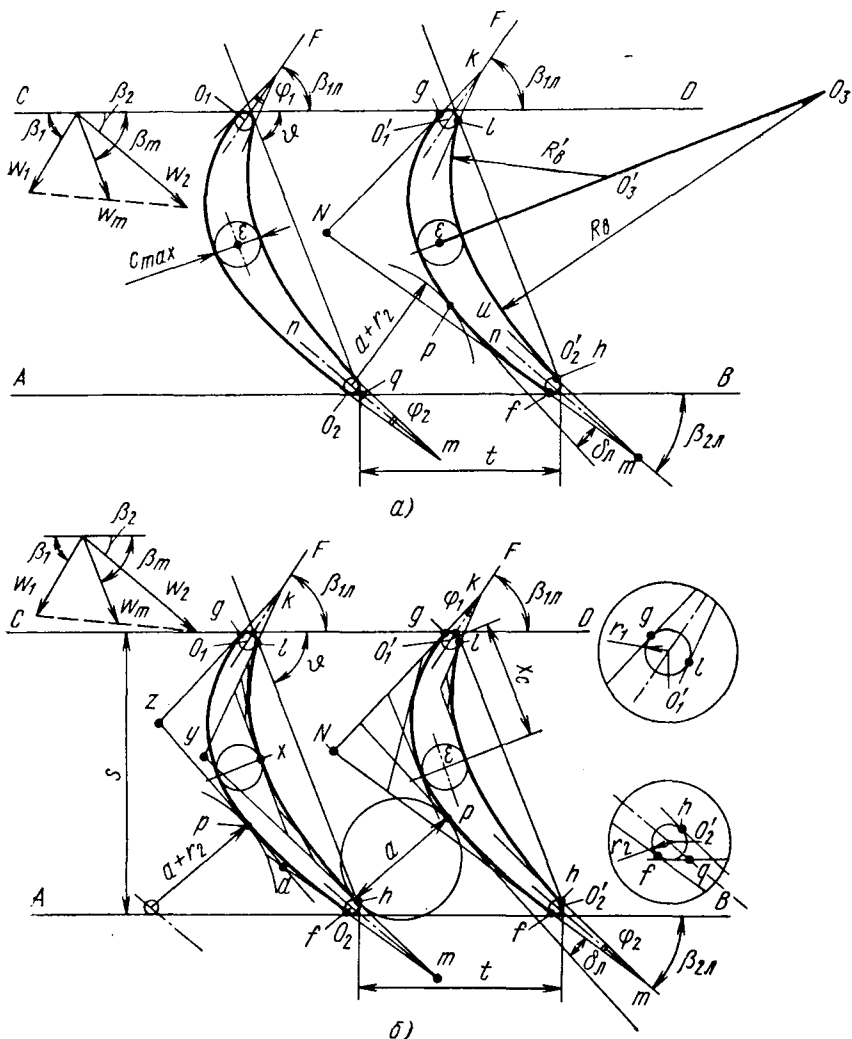


Рис. 5.13. Построение профиля лопатки:

a —по дугам лемнискат (спинка) и дугам окружностей (корыто); $б$ —по дугам параболы

3. Выбираем угол отгиба выходного участка спинки профиля $\delta_{\text{л}}$ ($\delta_{\text{л}} = 8 \div 10^\circ$, но не более 15°). К линии AB под углом, равным $\beta_{2\text{л}} - \frac{\varphi_2}{2} + \delta_{\text{л}}$, проводим касательную к дуге окружности радиуса $(r_2 + a)$. Спинка профиля должна пройти через точку касания p .

4. Строим план скоростей. Проводим вектор средней геометрической скорости $\bar{w}_m = \frac{1}{2}(\bar{w}_1 + \bar{w}_2)$ и определяем угол наклона средней геометрической скорости β_m . Величину этого угла * принимаем за угол установки профиля в решетке $\vartheta \simeq \beta_m$.

5. Через точку q (точку пересечения линий mn и AB) под углом ϑ проводим прямую линию до пересечения с линией CD . Из центра O_1' радиусом r_1 проводим окружность закругления передней кромки, касательную к линии фронта решетки CD . Радиус закругления передней кромки r_1 берется в пределах $(0,12 \div 0,15)c_{\text{max}}$ в сопловых лопатках и в корневых сечениях рабочих лопаток, $(0,3 \div 0,4)c_{\text{max}}$ — в периферийном сечении рабочих лопаток.

6. Через центр окружности O_1 проводим линию O_1F под углом $\beta_{1\text{л}}$ к линии CD . Затем к окружности радиуса r_1 проводим касательные под углом $\varphi_1/2$ к линии O_1F . Угол заострения входной кромки φ_1 изменяется в пределах $\varphi_1 = 10 \div 30^\circ$. Большие значения φ_1 относятся к корневым сечениям лопаток. Точки касания g и l к окружности радиуса r_1 являются начальными точками контуров выпуклой и вогнутой поверхности профиля.

7. С помощью кальки с лемнискатными кривыми подбираем дужку лемнискаты таг, чтобы прямой участок ее совпал с линией mfN , касательной к окружности радиуса r_2 , а сама лемнискатная кривая коснулась дужки радиуса $r_2 + a$ в точке p и была касательной к линии kgN . При этом надо найти такое положение лемнискаты, при котором получился бы необходимый угол $\delta_{\text{л}}$.

Если не удастся очертить спинку профиля одной лемнискатой, то можно использовать две или три лемнискаты, сопрягая их в точках равной кривизны.

* Статистические данные показывают, что $\vartheta \simeq \beta_m$ только для средних и периферийных сечений лопаток. Для корневых сечений рабочих лопаток $\vartheta \simeq (0,83 \div 0,85)\beta_m$. Для сопловых лопаток с углом $\alpha_1 \leq 20^\circ$ $\vartheta = \beta_m + (8 \div 10)^\circ$.

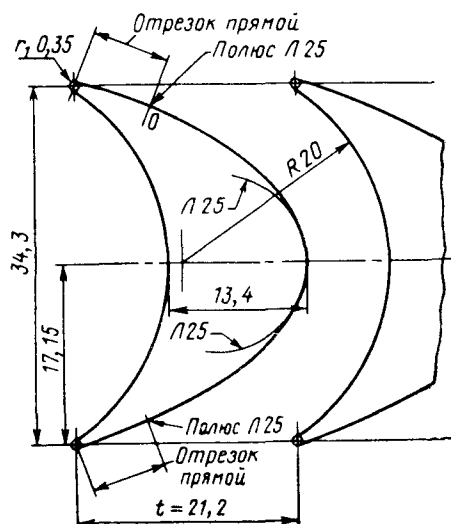


Рис. 5.14. Решетка симметричного (лемнискатного) профиля

Спинка активных симметричных профилей может быть очерчена одной лемнискатой с двух зеркально отображенных положений (см. рис. 5. 14).

8. Строим вогнутую часть профиля. Она очерчивается произвольной кривой (окружностью, сопряжением нескольких окружностей, лемнискатой, параболой или просто лекальной кривой), которая образовывала бы межлопаточный канал желаемой формы и необходимую площадь профиля.

Рассмотрим построение вогнутой части профиля по двум дугам окружности.

Из точки E как из центра описываем окружность диаметром $c_{\max}$ (максимальная толщина профиля), касательную к спинке профиля на расстоянии $x_c = (0,25 \div 0,35) b$ * от центра радиуса r_1 , описывающего переднюю кромку профиля (см. рис. 5. 13). Из точки h восстанавливаем перпендикуляр к линии mhi . Подобрав радиус R_b , из центра O_3 описываем дугу, касательную к линии mhi в точке h и к окружности диаметром $c_{\max}$. Затем из точки l восстанавливаем перпендикуляр к линии kl , точка пересечения которого O'_3 с линией O_3E и будет центром дуги радиусом R'_b , сопрягающей с дугой радиусом R_b и окружностью радиусом r_1 в точке l .

5. 2. 2. Методика построения профиля по дугам параболы

1—6. Выполняем построение в соответствии с пп. 1—6 рассмотренной выше методики построения лемнискатного профиля.

7. Из точки O_2 проводим дугу радиусом $r_2 + a$ или окружность диаметром a (см. рис. 5. 13, б).

8. Продолжаем до взаимного пересечения в точке N линии $m\bar{j}$ и kg . Отрезки gN и $N\bar{j}$ делим на одинаковое число равных частей и точки деления соединяем последовательно друг с другом, как показано на рис. 5. 13. Огибающая проведенных отрезков прямых и является искомой параболической дужкой.

Если окажется, что построенная таким образом парабола не касается окружности диаметра a (не проходит через точку p), то надо несколько изменить наклон линии mN , что сводится к изменению угла δ_{π} и φ_2 , или описывать спинку профиля двумя параболическими дужками $\bar{j}p$ и pg . При построении спинки по двум параболическим дужкам каждая из парабол аналогичным образом вписывается соответственно в углы, образованные отрезками $\bar{j}d$ и dp и отрезками pz и zg .

9. Проводим окружность диаметром $c_{\max}$ на расстоянии x_c от передней кромки. Через точку касания этой окружности к спинке лопатки проводим диаметр и нормаль к диаметру (касательную) в точке x . Продолжаем отрезки kl и mh до взаимного пересечения в точке y . Если окажется, что касательная к окруж-

* Меньшие значения x_c относятся к периферийным сечениям лопатки.

ности в точке x делит отрезки ly и yh пополам, тогда вогнутая часть профиля опишется одной дугой параболы. Если каждый из отрезков ly и yh окажется разделенным на неодинаковые части, тогда вогнутая часть профиля строится по двум дугам парабол lx и xh по методике, аналогичной построению двух параболческих дужек спинки лопатки.

Для получения профилей желаемой формы, если заданы по условиям прочности площадь (или $\bar{c} = c_{\max}/b$) и место расположения центра тяжести сечения, можно варьировать величинами $\beta_{1л}$, $\beta_{2л}$, r_1 , r_2 , φ_2 , $\delta_{л}$ и a в пределах, указанных в предыдущем параграфе.

5.3. СОГЛАСОВАНИЕ ПРОФИЛЕЙ ОТДЕЛЬНЫХ СЕЧЕНИЙ И ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЬНОЙ ЧАСТИ ЛОПАТКИ

Построив решетки профилей корневого, среднего и периферийного сечений, строят по трем точкам ориентировочные графики изменения по длине лопатки величин r_1 , r_2 , b , s , полюсного расстояния лемнискат, расстояния точки p от выходной кромки, углов $\beta_{1л}$, $\beta_{2л}$ и других необходимых для построения профиля величин.

С помощью этих графиков (рис. 5.15) вычерчиваются профили остальных сечений лопатки, после чего одним из известных

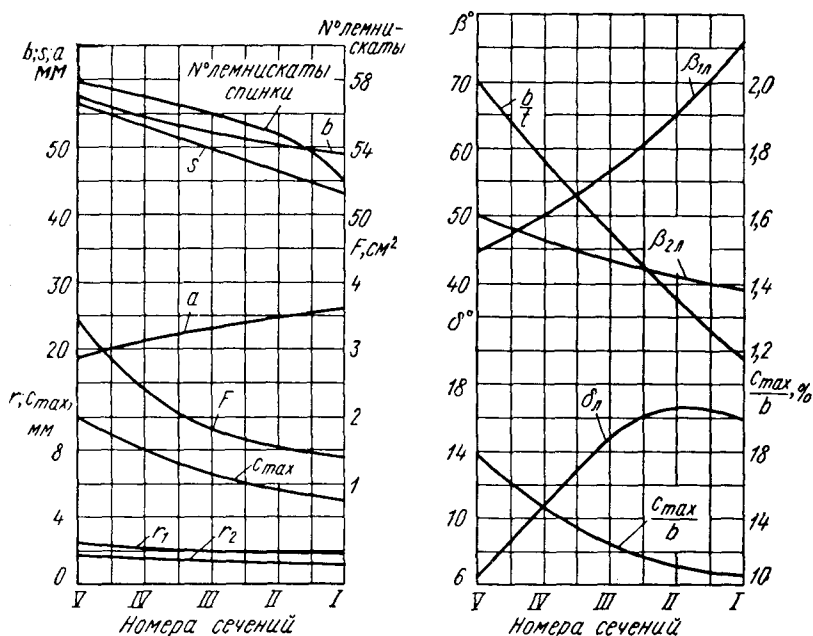


Рис. 5.15. Изменение геометрических характеристик профиля по длине лопатки

способов определяются их центры тяжести. Часто это делают путем двух- и трехкратного подвешивания на игле с отвесом, прикрепленной к вертикальной доске вырезанного из картона или плотной бумаги профиля.

В процессе построения сечений подгоняются к нужному положению их центры тяжести и уточняются графики величин r_1 , r_2 , b , s и т. д.

После вычерчивания всех сечений производится окончательный прочностный расчет и находится такое положение линии центров тяжести сечений лопатки относительно радиуса диска, проходящего через центр тяжести корневого сечения, которое обеспечит нужное взаимодействие аэродинамических и центробежных сил, приложенных к лопатке.

Система координат, в которой задаются профили сечений лопатки, обычно выбирается таким образом, что начало ее располагается в центре тяжести корневого сечения, ось X проводится в плоскости симметрии елочного замка, а направление оси Z , как показано на рис. 5. 10.

Если лопатка не имеет елочного замка и расположение оси X не диктуется технологическими соображениями, то ее направление нужно выбирать так, чтобы она была приблизительно параллельна хорде профиля среднего сечения лопатки (см. рис. 5. 6).

Таким образом, по результатам расчета лопаток на прочность для каждого сечения проводятся оси X и Y , относительно которых замеряются координаты точек, лежащих на линиях, очерчивающих профиль. При этом ось X делится на равные участки, расстояния между которыми определяются размерами проектируемой лопатки. В районе входной кромки эти расстояния обычно уменьшаются. Объясняется это тем, что при большой изогнутости входной кромки (малые углы $\beta_{1л}$) задание линий, ее очерчивающих, требует меньших расстояний между координатами вдоль оси X , чем для всего остального профиля.

После снятия координат проверяется точность сопряжений входной и выходной кромок. Эти участки профиля строятся с большим увеличением, чаще всего в масштабе 50 : 1.

Плавность изменения кривизны линий, очерчивающих спинку профиля, обычно проверяется путем вычисления вторых разностей координат (рис. 5. 16), которые должны изменяться плавно (вторая производная не должна иметь разрыва). Делается это потому, что при графическом построении могут быть допущены неточности в вычерчивании лемнискаты, в снятии координат и др., которых не должно быть в окончательно выполненном профиле. Из таблицы координат профиля спинки видно, как Δ_2 вычисляются, а на рис. 5. 16 показан график их протекания.

Помимо этого для проверки всего построения и во избежание волнистости по длине профильной части лопатки, необходимо построить графики координат $y=f(z)$ для постоянных значений x (рис. 5. 17). Ими также можно пользоваться при построении про-

Таблица координат профиля спинки лопатки

x	y	Δ_1	Δ_2	x	y	Δ_1	Δ_2
57,5	-13,01	1,11	0	27,5	0,08	1,01	0,04
55	-11,9					0,97	
		1,11	0	25	1,05	0,92	0,05
52,5	-10,79						
		1,11	0	22,5	1,97	0,87	0,05
50	-9,68						
		1,11	0	20	2,84	0,81	0,06
47,5	-8,57						
		1,11	0	17,5	3,65	0,74	0,07
45	-7,46						
		1,11	0	15	4,39	0,67	0,07
42,5	-6,35						
		1,11	0	12,5	5,06	0,59	0,08
40	-5,24						
		1,11	0	10	5,65	0,5	0,09
37,5	-4,13						
		1,09	0,02	7,5	6,15	0,4	0,1
35	-3,04		0,02				
		1,07	0,03	5	6,55	0,29	0,11
32,5	-1,97						
		1,04	0,03	2,5	6,84	0,17	0,12
30	-0,93						
		1,01		0	6,67		

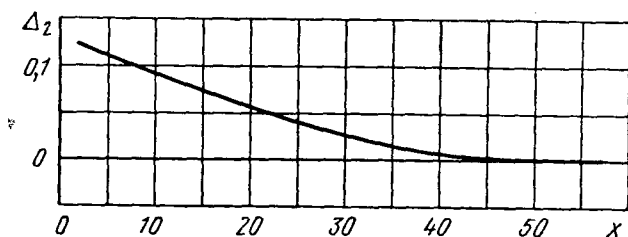


Рис. 5.16. Изменение второй разности координат профиля выпуклой поверхности лопатки

филей дополнительных сечений лопатки, например, технологических сечений верхнего и нижнего (путем экстраполяции кривых), нулевого сечения, проходящего по периферии лопатки, или сечения n' , в котором предполагается сделать отверстие для проволочного банджа, и т. п.

Для этого достаточно интересующее нас сечение обозначить на оси Z и в этом месте расечь вертикально линиями постоянного x , прочитав на оси ординат значения координаты u для данного x .

5.4. СПОСОБЫ ПОСТРОЕНИЯ ЛОПАТОК С МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКОЙ ПРОФИЛЬНОЙ ЧАСТИ

5.4. СПОСОБЫ ПОСТРОЕНИЯ ЛОПАТОК С МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКОЙ ПРОФИЛЬНОЙ ЧАСТИ

Поверхности лопатки в этом случае должны иметь форму, предусматривающую какую-либо схему обработки.

Значительное распространение в последние годы получила механическая обработка профильной части лопатки, при которой выпуклая сторона (спинка) обрабатывается с применением объемного копира, а вогнутая сторона (корытце)

— путем обкатки цилиндрической или фасонной фрезой с помощью одного или двух плоских копиров [18].

Рассмотрим последовательность построения профилей сечений рабочих лопаток турбины для двух способов обработки вогнутой поверхности:

а) цилиндрическим режущим инструментом (червячной фрезой) с применением приспособления, имеющего два плоских копира;

б) фасонным режущим инструментом с применением одного плоского копира.

Спинка лопатки в обоих случаях обрабатывается по объемному копиру.

При обработке вогнутой поверхности по этим схемам фреза и лопатка устанавливаются одна относительно другой так, что угол между координатной плоскостью $Y-Z$ и осью фрезы равен некоторой величине φ , которая во время обкатки сохраняется постоянной.

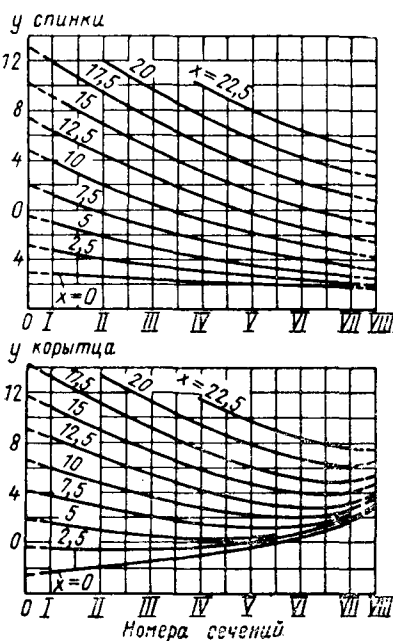


Рис. 5.17. Изменение координат выпуклой и вогнутой поверхностей профиля по сечениям (сечения 0 и VIII — технологические)

Плоскость $Y-Z$ устанавливается вертикально и во время фрезерования остается в этом положении.

При горизонтальном движении стола лопатка с помощью одного из двух плоских копиров перемещается в вертикальной плоскости так, что фреза обкатывает сразу всю вогнутую поверхность (рис. 5.18).

Последовательность построения профилей сечений лопатки рабочего колеса турбины при обработке вогнутой поверхности по двум плоским копиям цилиндрической фрезой такая.

1. Описанным выше путем получают профили корневого ($V-V$) и периферийного ($I-I$) сечений, определяют их центры тяжести и вычерчивают, как это показано на рис. 5.19. При вычерчивании профилей этих сечений следует иметь в виду, что величина минимального радиуса кривизны на вогнутой поверхности ограничивает величину радиуса фрезы, которой эта поверхность будет обрабатываться. Радиус фрезы должен быть не менее чем на 2—3 мм меньше минимального радиуса кривизны обкатываемой поверхности.

2. Выбрав радиус фрезы, строят линии $I-I$, $V-V$, по которым будут двигаться центры соответствующих сечений фрезы.

В процессе обработки плоскости задаваемых сечений и ось обкатывающего цилиндра не перпендикулярны, а линии пересечения этих плоскостей и цилиндра представляют собой эллипсы. Вычерчивание промежуточных сечений лопатки и, в частности, построение линий движения центров обкатывающих сечений фрезы значительно упрощается, если положить ось фрезы перпендикулярной к плоскости чертежа, а сечение фрезы считать окружностями, диаметры которых равны диаметру фрезы. Погрешность же, получаемая в результате замены эллипсов окружностями, невелика и при необходимости может быть устранена незначительной корректировкой копиров и угла установки плоскости лопатки по отношению к оси фрезы.

3. Для построения линии $III-III$ (рис. 5.19, а), по которой будет двигаться центр сечений фрезы, обкатывающей среднее ($III-III$) сечение лопатки, нужно построить несколько последовательных положений оси фрезы $1-1$, $2-2$, ..., $10-10$. Для этого, задавшись каким-то исходным положением $1-1$, разби-

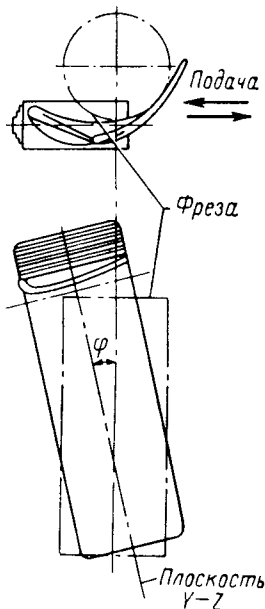


Рис. 5.18. Взаимное расположение фрезы и лопатки

ваем линии $n'-n'$ и $n''-n''$, совпадающие с направлением подачи стола станка при фрезеровании, на отрезки $1'-2'$, $2'-3'$... и $1''-2''$, $2''-3''$,... так, что все эти отрезки равны между собой.

Далее в точках $1', 2', \dots, 10'$ восстанавливаем перпендикуляры до пересечений с линией $I-I$, а в точках $1'', 2'', \dots, 10''$ до пересечения с линией $V-V$.

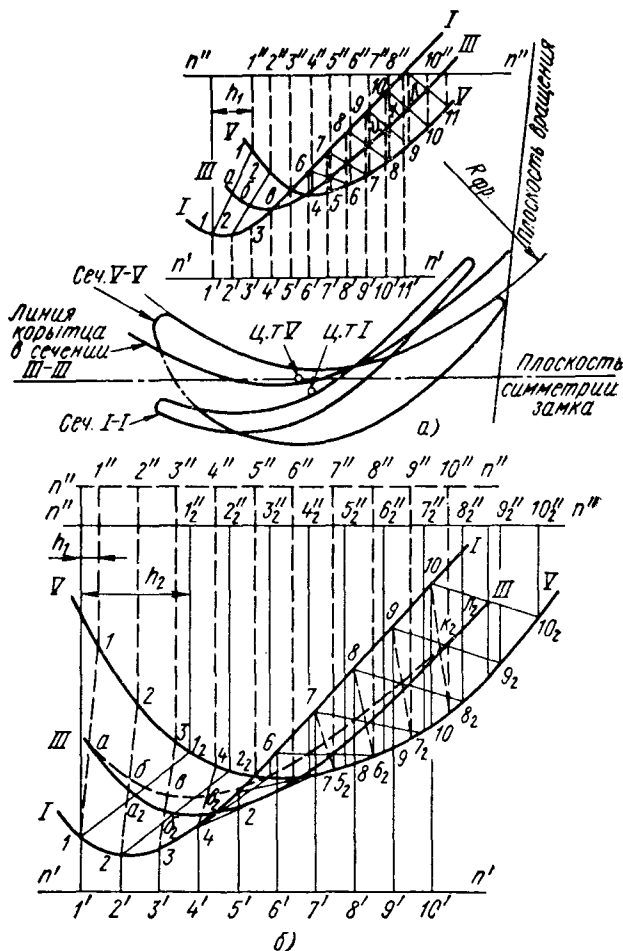


Рис. 5. 19. Построение профиля вогнутой поверхности среднего (III—III) сечения при обработке по двум копиям

Точки $a, б, в, \dots, и, к, л$, которыми отрезки $1-1, 2-2, \dots, 10-10$ делятся пополам, соответствуют нескольким последовательным положениям центра сечения фрезы, обкатывающей профиль среднего сечения, а их геометрическое место — является линиями перемещения этого центра, аналогично линиям $I-I$ и $V-V$.

4. Линия, очерчивающая вторую поверхность среднего сечения, проводится эквидистантно линии $III-III$ на расстоянии $R=R_{фр}$ фрезы.

К этой линии пристраивается спинка, т. е. строится все среднее сечение таким образом, чтобы получить приемлемые площади, положение центра тяжести, углы и другие геометрические характеристики.

Если при данной форме вогнутой части не удастся получить удовлетворительные геометрические характеристики среднего профиля, то следует сместить ось фрезы в новое исходное положение $I-I_2$ и повторить построение (рис. 5.19, б), т. е. заново разбить линию $n''-n''$ на равные отрезки $1_2''-2_2''$, $2_2''-3_2''$, ..., $9_2''-10_2''$, восстановить в точках $1_2''$, $2_2''$, ..., $10_2''$ перпендикуляры до пересечения с линией $V-V$ в точках 1_2 , 2_2 , ..., 10_2 . Геометрическое место точек a_2 , b_2 , ..., k_2 , l_2 будет соответствовать новой форме линии $III-III$.

Как видно, при неизменных линиях $V-V$ и $I-I$ форма линии $III-III-a$, b , $в$, ..., соответствующая первому приближению, и линии a_2 , b_2 , ..., k_2 , l_2 , соответствующая рассматриваемому варианту, в значительной степени определяется величиной угла установки оси фрезы по отношению к плоскости $Y-Z$ лопатки.

Величина этого угла определяется как $\arctg(h/\Delta z)$, где Δz — расстояние вдоль радиуса фрезы между нижним и верхним сечениями. В случае необходимости для получения приемлемого среднего сечения могут быть изменены в допустимых пределах периферийное и корневое сечения.

5. После получения профиля среднего сечения дальнейшее построение лопатки ведется в описанной выше последовательности.

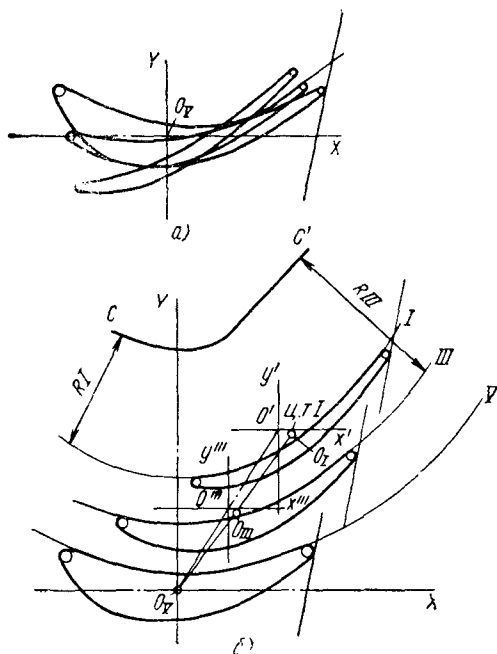


Рис. 5.20. Построение профиля вогнутой поверхности в среднем сечении ($III-III$) при обработке по одному копиру $O_V O'''-O'$ — линия, проходящая через начала координат соответствующих сечений лопатки

Построение профилей сечений лопатки для случая обработки по одному плоскому копиру показано на рис. 5. 20.

Линии, очерчивающие вогнутую поверхность, являются отрезками нескольких эквидистантных линий. На рис. 5. 20, б сечения представлены так, как они проектируются, если смотреть по направлению оси обкатывающей фрезы. Такое расположение сечений удобно для построения. На рис. 5. 20, а изображены эти сечения так, как они проектируются на плоскость $X—Y$, если смотреть по направлению оси Z .

В обоих случаях для простоты построения конфигурация сечений вычерчивается одинаковой, т. е. предполагается, что переход от рис. 5. 20, а к рис. 5. 20, б произведен путем плоскопараллельного перемещения всех сечений относительно нижнего на расстоянии, пропорциональные координате z каждого сечения (см. рис. 5. 10). Таким же образом производится смещение сечений для компенсации изгибающих напряжений.

Линия CC' (см. рис. 5. 20, б), эквидистантная линиям, очерчивающим вогнутую часть профилей, является геометрическим местом центров обкатывающих окружностей для всех сечений.

Радиус фрезы для среднего сечения, так же как и радиусы всех промежуточных сечений, выбирается так, чтобы центр тяжести сечения после построения спинки разместился на заданной линии $O_v—O_l$. Чтобы получить приемлемую форму обкатывающего инструмента нужно изменение радиуса вогнутой части по длине лопатки выполнить достаточно плавным.

Дальнейшее построение профилей промежуточных сечений и всей лопатки ведется так же, как и в предыдущем случае.

5. 5. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК

При профилировании охлаждаемых сопловых и рабочих лопаток необходимо одновременно с отысканием формы и размеров наружных обводов профилей в различных сечениях вдоль длины лопатки еще решать задачу размещения внутри лопатки каналов, по которым течет охлаждающая среда. Количество этих каналов, их форма и размеры определяются выбранной конструкцией охлаждаемой лопатки и требованиями обеспечения высокой эффективности охлаждения. При этом должны приниматься во внимание применяемые при изготовлении лопаток технологические процессы. Возможности того или иного способа изготовления лопаток, обеспечивающего требуемую точность, высокую производительность и надежные методы контроля, и жаропрочность применяемых материалов имеют одно из решающих значений при выборе конструктивной схемы охлаждения лопатки.

Расположение охлаждающих каналов внутри лопатки затрудняет получение требуемого условиями прочности закона изменения площади поперечных сечений вдоль длины лопатки

и наиболее рационального расположения центров тяжести отдельных сечений для компенсации изгибных напряжений.

Наличие в охлаждающих каналах лопатки конструктивных элементов, предназначенных для увеличения поверхности, соприкасающейся с охлаждающим воздухом, и интенсификации теплообмена в виде поперечных ребер, турбулизаторов, выступов и т. п., стремление к увеличению коэффициентов формы K_{ϕ} [см. рис. 3.2 и уравнения (3.6)] усложняет профилирование охлаждаемых лопаток по сравнению с неохлаждаемыми.

При размещении внутри лопатки каналов заданной условиями теплообмена формы и для обеспечения требований прочности и технологии приходится вносить изменения в общепринятую форму внешнего обвода профилей, характерную для неохлаждаемых лопаток, нередко при одновременном увеличении потерь в них. Поэтому охлаждаемые лопатки, для которых характерны большие углы поворота потока, поскольку они применяются на первых ступенях турбины, как правило, имеют утолщенные входные кромки, несколько большую относительную толщину профиля $c_{\max}/b$, большие углы заострения входной и выходной кромки ϕ_1 и ϕ_2 и зачастую утолщенную выходную кромку. Так, если для решеток из неохлаждаемых сопловых и рабочих лопаток отношение толщины входной кромки к хорде в корневых сечениях находится в пределах (5—7) %, а в средних (4—5) %, то у охлаждаемых лопаток это отношение составляет для корневых сечений (8—12) %, для средних (7—8) %, а в некоторых доходит до 12 %.

Наличие относительно толстых входных кромок позволяет без сколько-нибудь заметного увеличения гидравлических потерь допускать положительные углы атаки в прикорневых сечениях, где еще и густота решеток достаточно большая. Это дает возможность сделать профили менее изогнутыми, уменьшить градиент изменения входного угла вдоль длины лопатки, благодаря чему упрощается процесс изготовления лопаток и размещение вставного дефлектора внутри лопатки, если он имеется.

Относительная толщина профиля у охлаждаемых лопаток обычно больше, чем у неохлаждаемых, в 1,2—1,3 раза (по среднему сечению).

Величина угла заострения выходной кромки у охлаждаемых лопаток бывает (8—10)° и иногда доходит до 12°. Это объясняется стремлением улучшить охлаждение выходной кромки, упростить технологию изготовления лопатки или и то и другое вместе. Действительно, в охлаждаемой лопатке радиальные охлаждающие каналы цилиндрической формы (см. рис. 6.1), могут быть тем ближе расположены к выходной кромке, чем она толще и чем больше угол заострения.

В лопатке с выпуском охлаждающего воздуха через щели в выходной кромке, чем больше угол ϕ_2 , тем при минимальном по технологическим причинам радиусе закругления

внутренней полости меньше протяженность участка щели, выполняемой электроэрозией (см. рис. 6.16, варианты «А» и «С»). И, наконец, чем больше угол заострения выходной кромки в лопатке такой же схемы, тем при заданном выходном размере щели для выпуска охлаждающего воздуха внутренний стержень будет иметь большую жесткость и отливать такую лопатку будет проще (см. рис. 6.16, вариант «В»).

Относительное загромождение межлопаточных каналов решетки профилей выходными кромками $2r_2/a$ (см. рис. 5.6) при выпуске охлаждающего воздуха через щели, расположенные внутри кромок, составляет (10—12)%, а в решетках, составленных из профилей малоразмерных лопаток ($b \leq 40$ мм), доходит до 15%. Однако при этом кромочные потери не столь велики и не прямопропорциональны относительному загромождению, как это имеет место у неохлаждаемых лопаток. Происходит это потому, что при смещении выдуваемого через щели в выходной кромке воздуха с основным потоком выравнивается закромочная неравномерность и уменьшается закромочный след.

Если количество воздуха, вытекающего из щелей в выходной кромке будет составлять более одного процента от основного потока, то кромочные потери у таких лопаток существенно уменьшаются [19].

При определении величины кромочных потерь у решеток из охлаждаемых лопаток с расходом воздуха через щели в выходной кромке не менее 1% от расхода газа через решетку можно пользоваться формулой $\zeta_{кр} = 0,2(2r_2 - \delta)/a$, где δ — ширина щели.

В силу указанных причин значительное большинство конструкций охлаждаемых лопаточных решеток все же уступает в своем гидравлическом совершенстве неохлаждаемым лопаткам.

Однако повышение эффективности охлаждения и, особенно, внедрение в производство новых технологических процессов, обеспечивающих требуемую точность и надежные методы контроля лопаток, позволяют создавать охлаждаемые лопаточные решетки без заметного ухудшения их гидравлических характеристик по сравнению с неохлаждаемыми.

ОХЛАЖДЕНИЕ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Одним из путей улучшения основных данных газотурбинных двигателей — увеличение удельной мощности, уменьшение удельного расхода топлива и удельного веса — является повышение температуры газа перед турбиной, что в значительной степени ограничивается прочностью сопловых и рабочих лопаток. Увеличение же запасов прочности лопаток до значений, требуемых надежностью эксплуатации, за счет уменьшения в них расчетных напряжений или невозможно, или приведет к утяжелению двигателя и существенно снизит выгоды, получаемые от повышения температуры газа. Решение этой задачи идет по двум направлениям. Одно из них — повышение жаропрочности материалов, предназначенных для лопаток газотурбинных двигателей, и второе — охлаждение лопаток, благодаря чему обеспечивается надежность их работы при высокой температуре газа.

6. 1. ОТКРЫТАЯ СХЕМА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

По сравнению с многими известными способами охлаждения лопаток газовых турбин — воздушного охлаждения по замкнутой схеме, внутреннего и внешнего жидкостного охлаждения, использования промежуточного теплоносителя и «тепловых трубок» — открытая схема воздушного охлаждения элементов газовой турбины, при которой воздух, отбираемый из компрессора, охладив лопатки, поступает в проточную часть, имеет ряд существенных преимуществ. Главное из них — простота и эксплуатационная надежность. Это и сделало ее наиболее распространенной и пока единственной практически осуществленной схемой охлаждения турбины авиационных двигателей. Однако при такой схеме чем больше расход охлаждающего воздуха, тем меньше выгода от повышения температуры газа. Поэтому одной из основных задач, возникающих при увеличении температуры газа перед турбиной, является создание такой высокоэффективной конструкции лопатки, на охлаждение которой расход охлаждающего воздуха при прочих равных условиях был бы наименьший.

При открытой схеме воздушного охлаждения температура лопаток может быть снижена относительно температуры омы-

вающего их газа посредством внутреннего конвективного, пленочного (заградительного) и пористого охлаждения.

При внутреннем конвективном охлаждении лопаток охлаждающий воздух течет по специально выполненным каналам внутри лопатки и выпускается в проточную часть. Некоторые конструктивные схемы таких лопаток показаны на рис. 6.1 [26].

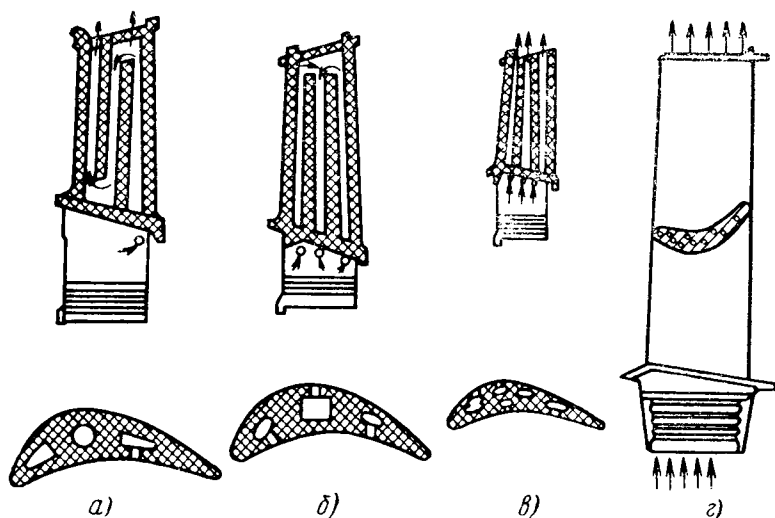


Рис. 6.1. Схемы охлаждаемых лопаток турбин двигателей:

а—«Тайн»; б—«Конвей»; в—«Спей»; г—«Олимп»

В трехканальной лопатке «а» охлаждающий воздух входит у корня и поднимается по каналу вдоль задней кромки; наибольшая часть его вытекает через отверстие в верхнем торце, а оставшийся воздух направляется по среднему каналу вниз и затем через канал, идущий вдоль входной кромки, выходит через отверстие в верхнем торце в радиальный зазор. Такая лопатка с длиной профильной части 30 мм установлена на первой ступени турбины ТРД «Тайн», имеющего температуру газа перед турбиной 1240 К. При расходе охлаждающего воздуха 1% от расхода газа понижение температуры лопатки в среднем сечении пера составляет всего 40°. Но уже это дает увеличение ресурса двигателя более чем в два раза.

Лопатка «б» также трехканальная. Охлаждающий воздух подается в лопатку и вытекает из нее через отверстия в ножке. Сначала он течет вверх вдоль профильной части одновременно по двум каналам, расположенным у кромок, а затем по среднему каналу направляется вниз.

Лопатка установлена на первой ступени турбины ТРД «Конвей», у которого температура газа перед турбиной 1310 К; при расходе охлаждающего воздуха 1,42% от расхода газа лопатка в среднем ее сечении охлаждается на 120° при разности температур (середины спинки и выходной кромки) в этом сечении около 80°.

В лопатку «в» охлаждающий воздух входит с обеих сторон ножи и, протекая по продольным (радиальным) каналам эллиптической формы, выбрасывается в радиальный зазор. Лопатка длиной 38 мм установлена на турбине ТРД «Спей», у которого наибольшее значение температуры газа перед турбиной не превышает 1360 К. Через лопатку прсходит около 2% охлаждающего воздуха, понижая температуру ее в среднем сечении профильной части на 220° при разности температур между средней частью лопатки и выходной кромкой в 200° (в этом же сечении).

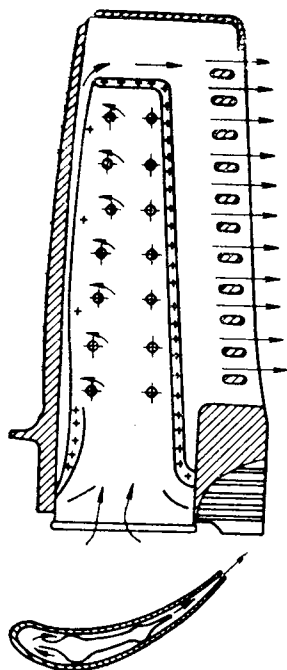


Рис. 6.2. Схема охлаждаемой лопатки с внутренним дефлектором [26]

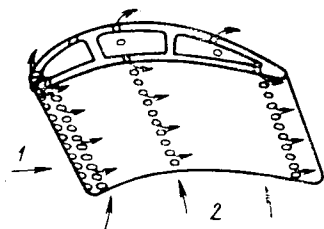


Рис. 6.3. Схема лопатки с пленочным охлаждением: 1—поток горячего газа; 2—охлаждающий воздух [26]

Лопатка типа «г» имеет радиальные каналы диаметром 1—1,2 мм. Охлаждающий воздух подается через замковую часть лопатки и, пройдя по каналам, отводится в радиальный зазор. Лопатка отливается из жаропрочного сплава, число каналов может доходить до 35. Несмотря на такое большое число каналов, разность между температурами средней ее части и кромок в поперечном сечении лопатки доходит до 250° при температурах газа, обтекающего лопатку, 1250 К, охлаждающего воздуха—310 К и при расходе его 1,5—1,8%. Такая неравномерность температур в поперечном сечении характерна для охлаждающих лопаток с радиальными каналами.

При таких же условиях полая лопатка с внутренним дефлектором (рис. 6.2), т. е. с поперечным относительно пера течением

охлаждающего воздуха, имеет температурную неравномерность, не превышающую 50° .

При пленочном охлаждении воздух выдувается через специально выполненные прорезы (щели) или отверстия на поверхности лопатки, создавая защитный слой между газом и поверхностью лопатки. Слой охлаждающего воздуха, обтекая некоторый участок профиля лопатки, по пути размывается газом, поэтому ряды подобных прорезов или отверстий, через которые вводятся новые порции охлаждающего воздуха (рис. 6.3), нужно последовательно располагать в тех местах профилей, где пленка еще не размыта. Очевидно, что пленочному охлаждению предшествует конвективное, ибо прежде чем попасть на поверхность лопатки, охлаждающий воздух течет по внутренним каналам. Поэтому в таких лопатках роль конвективного охлаждения зачастую соизмерима с заградительным.

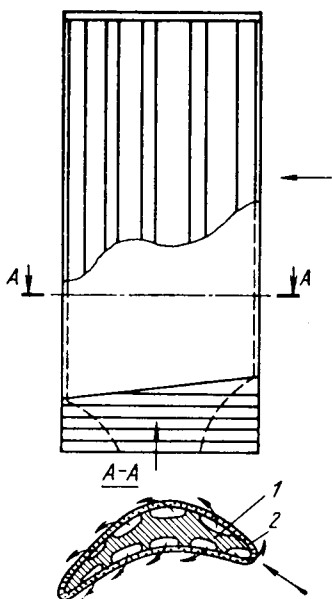


Рис. 6.4. Схема лопатки с пористым охлаждением:
1—несущий стержень; 2—пористая оболочка [26]

Наиболее эффективным является пористое охлаждение. Сущность его заключается в том, что воздух, проходя через мелкие отверстия (поры) в стенке лопатки, отбирает от нее тепло и образует теплозащитный слой на наружной поверхности (рис. 6.4). Лопатка состоит из внутреннего несущего стержня 1 с профильными ребрами и пористой оболочки 2, образующей профильную часть. Оболочка может быть изготовлена из сеток. Ребра на стержне служат для подкрепления оболочки и образуют продольные каналы, позволяющие обеспечить необходимое распределение давления и расхода охлаждающего воздуха по поверхности лопатки.

Следует заметить, что недостаточная пока жаропрочность материалов, применяемых для пористого охлаждения, не дает возможности полностью реализовать эффект от снижения температуры рабочих лопаток.

С увеличением степени повышения давления в компрессоре и скорости полета самолета температура охлаждающего воздуха за компрессором повышается, что ухудшает условия охлаждения лопаток. Поэтому с ростом числа M_n полета и π_{k0}^* допустимая температура газа перед турбиной при заданной температуре лопатки уменьшается, особенно это проявляется при больших зна-

чениях $M_{\text{п}}$. Так, например, при $M_{\text{п}}=3,0$ и $\pi_{\text{к}0}^*=6,0$ температура газа по сравнению со стендовым режимом должна быть снижена на 150° , а при $\pi_{\text{к}0}^*=9$ — еще на 50° . При этом относительный расход охлаждающего воздуха на полетном режиме составит 2%.

Сохранить неизменной температуру газа перед турбиной (при $\pi_{\text{к}0}^*=6,0$) можно было бы, если увеличить относительный расход охлаждающего воздуха на полетном режиме до 4%, что привело бы для турбореактивного двигателя с форсажом, с одной стороны, к увеличению удельного расхода топлива на $\sim 1\%$ (в предположении, что $\eta_{\text{т}}^*=\text{const}$), а с другой, — к необходимости существенного увеличения сечения каналов для охлаждающего воздуха, так как при выполненных проходных сечениях каналов относительный расход его с ростом $M_{\text{п}}$ резко сокращается. Это видно из следующих соотношений: приведенный расход газа $\bar{G}_{\text{г}}$ через турбину и охлаждающего воздуха $\bar{G}_{\text{в}}$ через систему охлаждения являются величинами практически постоянными во всем диапазоне изменения режимов в зависимости от $M_{\text{п}}$. Следовательно,

$$\bar{G}_{\text{г}} = \frac{G_{\text{г}} \sqrt{T_{\text{г}}^*}}{p_{\text{г}}^*} = C_1 \quad \text{и} \quad \bar{G}_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}} \sqrt{T_{\text{в}}^*}}{p_{\text{в}}^*} = C_2,$$

а относительный расход охлаждающего воздуха

$$\bar{G}_{\text{охл}} = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{г}}} = \frac{C_2}{C_1} \frac{p_{\text{в}}^*}{p_{\text{г}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{г}}^*}{T_{\text{в}}^*}}.$$

При отборе охлаждающего воздуха за компрессором $p_{\text{в}}^* = p_{\text{к}}^*$ и $T_{\text{в}}^* = T_{\text{к}}^*$.

Так как при изменении режимов работы двигателя с точностью до постоянства потери полного давления в камере сгорания

$$p_{\text{к}}^*/p_{\text{г}}^* = \text{const} \quad \text{и} \quad T_{\text{г}}^* = T_{\text{г max}}^* = \text{const}, \quad \text{то} \quad \bar{G}_{\text{охл}} = \frac{C_3}{\sqrt{T_{\text{к}}^*}};$$

где C_1, C_2, C_3 — постоянные величины.

Таким образом, относительный расход воздуха через систему охлаждения уменьшается пропорционально корню квадратному из его температуры.

В действительности коэффициенты C_2 и C_3 не постоянны, а являются сложной функцией режима полета, поскольку они зависят от числа Re в каналах охлаждения и соотношения температур стенок каналов и охлаждающего воздуха. В свою очередь вид этой функции определяется выбранной конструктивной схемой охлаждаемой лопатки, т. е. формой и размещением охлаждающих каналов.

На рис. 6.5 показано изменение относительного расхода охлаждающего воздуха в зависимости от высоты и скорости по-

лета при $T_r^* = T_{r\max}^* = \text{const}$, из которого видно, что при $M_{\text{п}} = 3,0$ и $H = 28$ км $\bar{G}_{\text{охл}}$ уменьшается в два раза по сравнению со стендовым режимом, хотя $\sqrt{T_k^*}$ изменяется всего лишь в 1,3 раза.

Следовательно, для того чтобы температура лопатки при $M_{\text{п}} = 3,0$ не превышала допустимую по условиям прочности или, что то же самое, для сохранения температуры газа перед турбиной неизменной, необходимо в рассматриваемом примере, чтобы относительный расход охлаждающего воздуха, определяемый

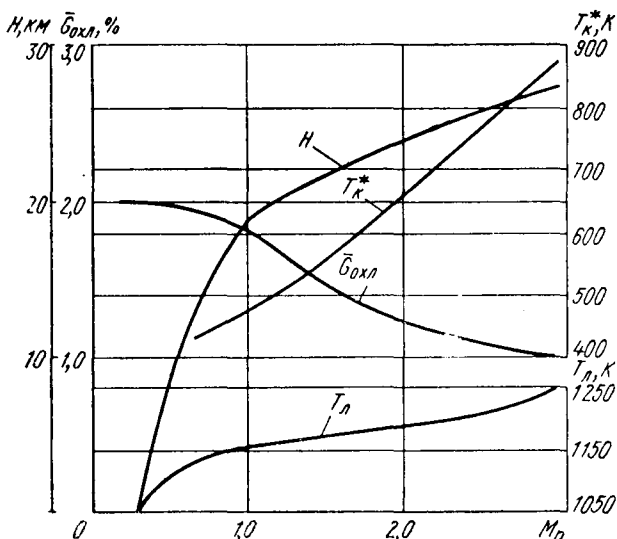


Рис. 6.5. Изменение относительного расхода охлаждающего воздуха $\bar{G}_{\text{охл}}$ и температуры лопатки T_l в зависимости от высоты H и скорости $M_{\text{п}}$ полета

полетными условиями, был в условиях стенда почти в два раза большим. Это потребует увеличения размеров охлаждающих каналов и связанного с этим утолщения лопаток и приведет к увеличению гидравлических потерь в турбине.

Очевидно, что увеличение $\bar{G}_{\text{охл}}$ и ухудшение к. п. д. турбины приведет к уменьшению максимальной тяги и к увеличению расхода топлива двигателя на взлетном режиме не только при больших, но и при малых числах $M_{\text{п}}$. Поэтому повышение в полетных условиях температуры газа перед турбиной за счет увеличения относительного расхода охлаждающего воздуха, как видно из приведенного примера, себя не оправдывает.

Однако, поскольку понижение удельного расхода топлива при работе двигателя на режиме частичного форсажа (полет ТРДФ на крейсерском режиме) связано с повышением T_r^* , то

все же желательно повысить эту температуру. В связи с этим возникает вопрос: нельзя ли решить эту задачу путем отбора охлаждающего воздуха не за компрессором, а из промежуточной ступени, где температура воздуха ниже.

Решение этой задачи в общем виде весьма затруднительно, ибо оно будет зависеть от типа двигателя, значения его основных параметров, конструктивной схемы, условий эксплуатации, схемы охлаждения и конструкции охлаждаемых лопаток.

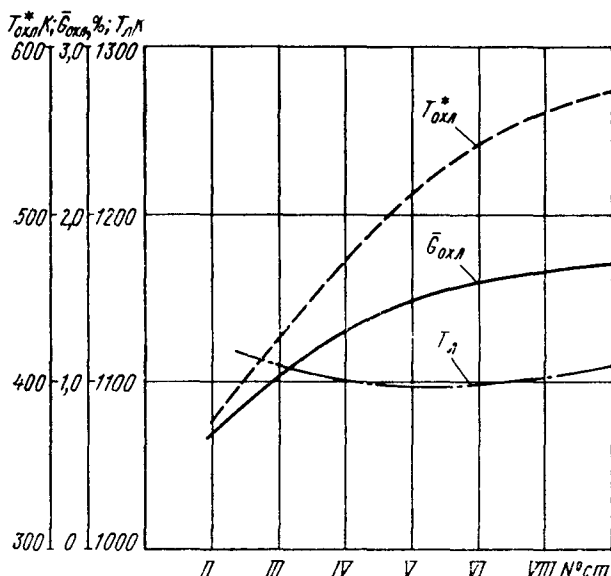


Рис. 6.6. Изменение температуры охлаждаемой лопатки в зависимости от места отбора охлаждающего воздуха

Применительно к рассмотренному выше примеру, в котором предполагается охлаждаемая лопатка с поперечным относительно пера течением охлаждающего воздуха и известным соотношением между интенсивностью ее охлаждения и параметрами охлаждающего воздуха, изменение температуры ее в зависимости от места отбора воздуха представлено на рис. 6.6. Чем выше номер ступени, за которой отбирается воздух, тем больше его давление и расход, а следовательно, увеличивается интенсивность охлаждения. Поэтому, несмотря на то, что при отборе воздуха за промежуточными ступенями его температура ниже, чем $T_{к*}$, теплоотвод от стенки турбинной лопатки, а значит, и допустимая температура газа перед турбиной оказывается не выше, чем при отборе за компрессором. Следовательно, единственным средством повышения интенсивности охлаждения лопаток турбины воздухом в двигателях с высоким $\pi_{к0}^*$ и при больших ско-

ростях полета является предварительное охлаждение этого воздуха. При этом наиболее выгоден отбор воздуха за компрессором. Отобранный воздух поступает в теплообменник, в котором в качестве охлаждающей среды используется воздух из воздухозаборника или за вентилятором второго контура либо топливо.

Существенное повышение температуры газа перед турбиной при заданных условиях прочности температуре рабочей лопатки можно получить, понижая температуру охлаждающего воздуха в топливо-воздушном теплообменнике.

Так, например, при степени повышения давления в компрессоре, приведенной к стендовым условиям, $\pi_{к0}^* = 12$, $M_{п} = 3,0$ на высоте $H = 23$ км и температуре газа перед турбиной $T_r^* = 1515$ К, понижение температуры охлаждающего воздуха (идущего в количестве 2,5% от расхода через компрессор и температуре лопатки 1200 К) на 220 К (с 920 до 700 К) дает возможность увеличить температуру газа перед турбиной на 125 К. При этом температура топлива, обычно применяемого для авиационных газотурбинных двигателей, повысится в теплообменнике примерно на 120°. Следует иметь в виду, что количество тепла, которое может быть поглощено топливом, ограничено располагаемой разностью температур его на входе в двигатель и предельно допустимой на выходе из теплообменника. Кроме того, при реализации этого способа охлаждения воздуха возникают трудности, связанные с влиянием пусковых и нерасчетных режимов работы двигателя на охлаждение лопаток, поскольку при этом изменяются абсолютные величины расходаемого топлива и охлаждающего воздуха и их соотношение.

Если к такому двигателю пристроить второй контур и расположить в нем воздухо-воздушный теплообменник, то за счет этого для рассмотренных условий можно повысить температуру газа перед турбиной почти на 90°. Но при этом неизбежны потери давления во втором контуре на преодоление гидравлического сопротивления теплообменника.

Значительно меньший эффект от охлаждения воздуха в теплообменнике получается, когда в качестве охладителя используется воздух, отбираемый из воздухозаборника самолета.

Решающим в оценке различных способов повышения эффективности открытой схемы воздушного охлаждения турбины при всех ее достоинствах и недостатках является степень улучшения основных данных двигателя и самолета в целом.

6.2. ЛОПАТКИ С ВНУТРЕННИМ КОНВЕКТИВНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Снижение температуры охлаждаемых лопаток относительно температуры омывающего их газа обуславливается процессами теплообмена между газом и лопаткой, с одной стороны, между лопаткой и охлаждающим воздухом, протекающим по каналам

внутри лопатки, с другой, и распространением тепла в теле самой лопатки. В связи с этим для определения поля температур в охлаждаемых лопатках требуется решать пространственную задачу теплообмена в многосвязной области с переменными граничными условиями по контуру. Аналитическое решение такой задачи (в общем виде) имеется только для тел простейшей формы. Поэтому температурное поле охлаждаемой лопатки определяется, как правило, приближенными методами, в которых при некоторых допущениях, сводят задачу к двухмерной или даже к одномерной.

Приближенные методы решения, а также методы электро- или гидротепловой аналогии дают достаточную для практических целей точность, если достаточно обоснованно заданы коэффициенты теплоотдачи с газовой и воздушной стороны.

6. 2. 1. Теплоотдача от газа к лопатке

Имеется ряд методов, позволяющих найти коэффициент теплоотдачи от газа к лопатке, если известны режимы течения в пограничном слое по обводу профиля. Они предполагают постоянство температуры поверхности и физических констант в пограничном слое и сводятся к расчету его с последующим применением какой-либо формы подобия по числу Рейнольдса.

Одним из наиболее доведенных до практического применения является метод Л. М. Зысиной-Моложен, пользуясь которым, при известных законах распределения по обводу профиля скоростей (давлений) и местонахождения точки (границы) перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный находят расчетные коэффициенты теплоотдачи, удовлетворительно совпадающие с полученными в эксперименте [12].

Основное расчетное уравнение этого метода имеет вид

$$Nu_{cp} = \frac{\alpha_{г.ср} b}{\lambda_{г}} = \left(\frac{\bar{\delta}_{т.кр}^{**}}{\bar{\Pi} \sin \beta_2} \frac{w_{кр}}{w_2} \frac{T_{кр}}{T - T_{сг}} + \varepsilon \right) Pr \cdot Re,$$

где Nu , Pr , Re — критерии Нуссельта, Прандтля и число Рейнольдса;

$\alpha_{г}$ — коэффициент теплоотдачи от газа к лопатке;

$\lambda_{г}$ — коэффициент теплопроводности газа;

b — хорда профиля;

$\bar{\Pi} = \Pi/b$ — относительный периметр профиля;

$\bar{\delta}_{т.кр}^{**} = \frac{\delta_{т}^{**}}{b}$ — относительная толщина потери энтальпии в сечении задних кромок;

β_2 — угол потока за решеткой (в сечении, где смыкаются пограничные слои);

w_2 — скорость в выравненном потоке за решеткой;

$\omega_{кр}, T_{кр}$ — скорость и температура потока у задних кромок;

$T, T_{ст}$ — температуры потока и стенки;

ε — поправка на сжимаемость потока ($\varepsilon=0$ при $M<0,5$).

Недостатком этого метода, как и всех методов аналитического определения коэффициентов теплоотдачи от газа к лопатке, является его большая трудоемкость даже при использовании ЭЦВМ. Кроме того, температуры охлаждаемых лопаток приходится определять на самой ранней стадии проектирования, когда вовсе отсутствуют или еще окончательно не выявлены данные, необходимые для расчета обтекания решетки профилей, а главным образом отсутствуют достоверные данные для определения границ ламинарного, переходного и турбулентного пограничных слоев вдоль обвода профилей охлаждаемых лопаток, тогда как от местоположения и протяженности переходной зоны в значительной степени зависит точность расчета.

Поэтому величины коэффициентов теплоотдачи от газа к лопатке приходится, как правило, определять опытным путем. Обработывая результаты экспериментов и проводя обобщение их в соответствии с теорией подобия, получают критериальные соотношения (зависимости) теплообмена, пользуясь которыми можно определять коэффициенты теплоотдачи от газа к лопатке даже на самой ранней стадии проектирования лопаток, когда проведен газодинамический расчет турбины и выявлены лишь основные геометрические характеристики лопаток.

При изучении процессов теплообмена в охлаждаемых лопатках чаще всего используются следующие критерии подобия.

1. Критерий Нуссельта, характеризующий тепловое подобие потока,

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda},$$

где λ — коэффициент теплопроводности среды;

α — коэффициент теплоотдачи в данной точке;

L — характерный линейный размер.

2. Критерий Рейнольдса, характеризующий отношение сил инерции к силам вязкости (силам молекулярного трения),

$$Re = \frac{\omega \rho L}{\mu},$$

где ω — характерная скорость потока;

μ — коэффициент динамической вязкости среды;

ρ — плотность среды.

3. Критерий Грасгофа, характеризующий взаимодействие сил вязкости (молекулярного трения) и подъемной силы, обусловленной разницей плотностей в отдельных точках,

$$Gr = \frac{g \beta \alpha^3 \Delta t}{\nu^2},$$

где g — ускорение силы тяжести или (во вращающихся системах) ускорение центробежной силы;
 β — коэффициент объемного расширения;
 Δt — разность температур, обуславливающая возникновение подъемной силы;
 $\nu = \mu/\rho$ — коэффициент кинематической вязкости среды, а μ — коэффициент динамической вязкости.

4. Критерий Прандтля, характеризующий теплостатические свойства среды,

$$Pr = \frac{\nu}{a},$$

где $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ — коэффициент температуропроводности, характеризующий скорость выравнивания температуры в неравномерно нагретом теле;
 c — удельная теплоемкость;
 ρ — плотность.

Кроме этих критериев, используется безразмерная относительная температура данной точки

$$\theta = \frac{T_0 - T}{T_0 - T_1},$$

где T_0 — температура нагревающей среды;
 T_1 — температура охлаждающей среды;
 T — температура тела в данной точке.

Несмотря на то, что изменение значений локальных коэффициентов теплоотдачи по обводу профиля лопатки непрерывно, лопатку обычно разделяют на участки, вдоль которых можно принимать коэффициенты теплоотдачи практически постоянными и подсчитывать их, пользуясь упомянутыми критериальными зависимостями, получаемыми из опыта.

Широкое распространение в практике проектирования охлаждаемых лопаток получила методика, по которой определяется среднее значение коэффициента теплоотдачи от газа к лопатке на входной кромке α_{rI} , средней части профиля α_{rII} и выходной кромке α_{rIII} (рис. 6.7).

Средний коэффициент теплоотдачи на участке входной кромки с достаточной для практических расчетов точностью можно определять по данным, полученным при поперечном обтекании цилиндра с радиусом, равным радиусу входной кромки. Хорошее совпадение расчетных и экспериментальных значений участка входной кромки лопатки получается при определении α_{rI} по критериальной зависимости

$$Nu_{rI} = \frac{\alpha_{rI} d_I}{\lambda_{rI}} = A_I \sqrt{Re_{rI}}, \quad (6.1)$$

где при определении чисел Nu_{rI} и Re_{rI} в качестве геометриче-

ского размера принят удвоенный радиус входной кромки, характерной скорости — скорость набегающего потока, а коэффициенты вязкости и теплопроводности определены по параметрам заторможенного потока на входе в лопатку. Коэффициент A_I , по данным различных авторов, колеблется в пределах 0,635—0,82 в диапазоне чисел $Re_{\Gamma I} = 2,5 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^4$ и при дозвуковых скоростях на входе. Величина коэффициента A_I , кроме того, будет за-

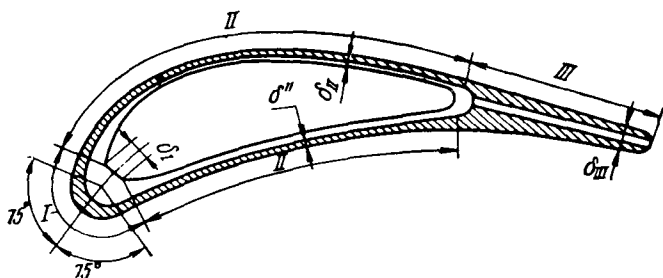


Рис. 6.7. Участки профиля лопатки

висеть и от чувствительности решетки охлаждаемых лопаток к изменению угла атаки. Для подавляющего большинства работающих охлаждаемых лопаток и встречающихся в практике диапазонов изменения угла атаки на первых ступенях турбины, где и применяются охлаждаемые лопатки, можно принимать $A_I = 0,74$ на участке, ограниченном углом 70° — 75° от касательной к средней линии профиля у входной кромки, и в диапазоне изменения $2,8 \cdot 10^3 \leq Re_{\Gamma I} \leq 2,8 \cdot 10^4$. Если под входной кромкой понимать участок, описанный ее радиусом, то для определения среднего значения $\alpha_{\Gamma I}$ в диапазоне $Re_{\Gamma I} = 5 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^4$ и $M_I \leq 0,9$, при нулевом угле атаки A_I принимается равным 0,635 [3].

Для вогнутой и выпуклой части профиля средний коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\Gamma II}$ можно определять, пользуясь достаточно апробированной в практике проектирования авиационных газовых турбин критериальной зависимостью, полученной О. И. Голубевой (при $0,5 \cdot 10^5 \leq Re_{\Gamma II} \leq 2 \cdot 10^6$):

$$Nu_{\Gamma II} = \frac{\alpha_{\Gamma II} b}{\lambda_{\Gamma II}} = A_{II} Re_{\Gamma II}^{0,68}. \quad (6.2)$$

Здесь число $Re_{\Gamma II}$ отнесено к узкому сечению на выходе из решетки, коэффициент теплопроводности $\lambda_{\Gamma II}$ определен по температуре изэнтропически заторможенного потока газа, вяз-

кость — по температуре потока газа в узком сечении, в качестве геометрического размера принята хорда лопатки b , а величина коэффициента A_{II} определяется по графику рис. 6.8 в зависимости от угла поворота потока в решетке $\varepsilon = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$.

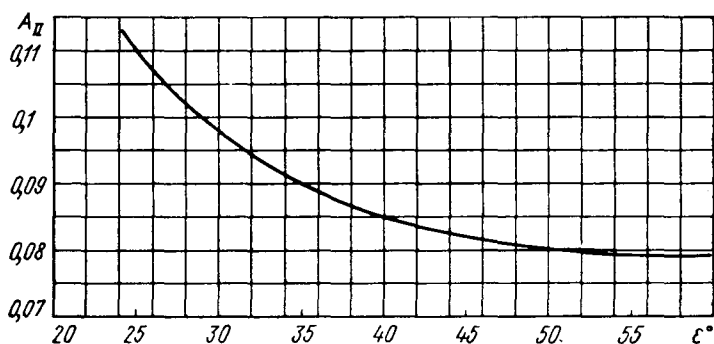


Рис. 6.8. Зависимость коэффициента A_{II} от угла поворота потока в лопаточной решетке

Теплообмен между газом и лопаткой на участке выходной кромки определяется состоянием пограничного слоя, которое в значительной степени зависит от всей предыстории образования его на предыдущих участках профиля.

В предположении, что начало перехода от ламинарного режима течения в пограничном слое к турбулентному находится на расстоянии примерно 0,7 хорды лопатки от входной кромки, коэффициент теплоотдачи от газа к лопатке $\alpha_{г III}$ с удовлетворительной для практики точностью (при $Re_{г II} \geq 5 \cdot 10^5$) определяют по критериальной зависимости, характерной для турбулентного режима обтекания пластины:

$$Nu_{г III} = 0,0263 Re_{г II}^{0,8}. \quad (6.3)$$

При определении коэффициента теплоотдачи от газа к выходной кромке лопатки на участке ее, равном 0,1 хорды, хорошее совпадение с опытом при числах Re от $3 \cdot 10^3$ до $3 \cdot 10^4$ дает зависимость [3]

$$Nu = 3,25 \cdot 10^{-3} Re^{0,93}.$$

Здесь в качестве определяющих параметров приняты скорость и температура заторможенного потока газа на выходе из решетки профилей и удвоенный радиус выходной кромки лопатки.

6.2.2. Теплоотдача от лопатки к охлаждающему воздуху

Величина коэффициента теплоотдачи от лопатки к охлаждающему воздуху определяется геометрией (формой и разме-

рами) внутренних каналов и характером течений в них. Течение воздуха в каналах обусловлено перепадом давления между входом и выходом из них, а в рабочих лопатках — еще и воздействием центробежных сил. Поэтому по своему характеру оно, как правило, турбулентное, за исключением некоторых режимов, реализуемых при больших высотах полета.

Внутренние каналы в подавляющем большинстве конструкций охлаждаемых лопаток имеют относительную длину $\bar{l} = l/d$, достаточную, чтобы можно было пользоваться критериальными соотношениями, полученными для прямых длинных труб различного сечения, при турбулентном режиме течения воздуха

$$Nu_b = 0,018 Re_b^{0,8} \varepsilon_r \varepsilon_l. \quad (6.4)$$

$$\text{Здесь } Re_b = \frac{w_b d_b}{\nu_b} = \frac{(Qw)_b d_b}{\mu_b} = \frac{G_b d_b}{F_b \mu_b};$$

ν_b и μ_b — коэффициенты кинематической и динамической вязкости воздуха соответственно;

$(Qw)_b = \frac{G_b}{F_b}$ — секундный расход охлаждающего воздуха через единицу площади сечения канала;

$$d'_b = \frac{4F_b}{\Pi_b} \text{ — гидравлический диаметр канала;}$$

Π_b — смачиваемый периметр канала;

F_b — площадь поперечного сечения канала;

ε_r и ε_l — коэффициенты, учитывающие влияние кривизны канала и его относительной длины, берутся по работе [21].

Имея в виду обычную конфигурацию продольных (радиальных) внутренних каналов в охлаждаемых лопатках (см. рис. 6.1), можно принимать $\varepsilon_r = 1,0$ и $\varepsilon_l = 1,2$;

ε_l — коэффициент, отражающий влияние первого ψ и второго ψ' температурных факторов [33],

где $\psi = T_d/T_b^*$ — первый температурный фактор;

$\psi' = T_b^*/\text{const}$ — второй температурный фактор; при температуре лопатки, равной или большей 1000K $\varepsilon_l \approx 1,0$.

В охлаждаемых лопатках с поперечным относительно направления течения охлаждающего воздуха и струйным натеканием его на внутреннюю поверхность входной кромки α_b определяют (по аналогии с α_r) для различных участков внутреннего обвода профиля. Примером такой лопатки является полая тонкостенная лопатка с внутренним вставным дефлектором (см. рис. 6.2) [26]. В ней охлаждающий воздух подается внутрь дефлектора и через отверстия в нем натекает на внутреннюю поверхность входной кромки лопатки. Далее, совершив поворот на 180° , поступает в каналы между дефлектором и внутренней поверхностью лопатки, обтекая вогнутую и выпуклую поверх-

ности ее, и через щели (отверстия) в выходной кромке выходит в проточную часть турбины.

Коэффициент теплоотдачи α_v на участке входной кромки лопатки согласно работе [4] определяется по критериальному соотношению, полученному для $1,7 \cdot 10^3 \leq Re_{vI} \leq 6 \cdot 10^3$:

$$Nu_{vI} = 0,0984 Re_{vI}^{0,71} \left[\frac{l}{d_{vI}} \frac{d_v}{l} \frac{\mu_{III} F_{vIII}}{\mu_I F_{vI}} \right]^{0,306} \varepsilon_{II}. \quad (6.5)$$

Здесь число Re_{vI} подсчитано по параметрам воздуха на выходе из отверстий в носике дефлектора;

$d_{vI} = 4F_{vI}/\Pi$ — гидравлический диаметр, принятый в качестве характерного размера;

$\varepsilon_{II} = 1,0$ (при $T_{II} \geq 1000$ K);

l/d_{vI} — наибольшее относительное расстояние от выхода из отверстий дефлектора до внутренней поверхности входной кромки лопатки;

F_{vI} и F_{vIII} — площадь отверстий в дефлекторе и в выходной кромке лопатки соответственно;

μ_I и μ_{III} — коэффициенты расхода при течении воздуха через отверстия в дефлекторе и щели в выходной кромке.

Если отверстия в дефлекторе выполнять, как это обычно делается, по типу суживающихся сопел, а в щелях в выходной кромке не делать специальных устройств (например турбулизаторов в виде штырьков и др.), существенно увеличивающих их гидравлическое сопротивление, то можно принимать коэффициенты расхода равными, иными словами, $\mu_{III}/\mu_I \cong 1,0$.

Для охлаждающих каналов на участке вогнутой и выпуклой части лопатки и в выходной кромке можно пользоваться критериальным соотношением (6.4), которым можно пользоваться при $0,5 \cdot 10^3 \leq Re_{vII} \leq 10 \cdot 10^3$ (затягивание турбулентного режима течения в область малых чисел Re связано с односторонним подводом тепла в канале и турбулизацией потока на входе в него) и $Re_{vIII} \geq 15 \cdot 10^3$. При этом $\varepsilon_r = 1 + 1,77 d_v/r$ и $\varepsilon_l = f(Re, l/d)$ [21], а влияние одностороннего подвода тепла учитывается коэффициентом $\varepsilon_q = 0,7 \div 0,85$ (что соответствует $T_{II} = 1250 \div 1100$ K).

6.3. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОХЛАЖДЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕН В ЛОПАТКАХ ПОПЕРЕЧНОЙ СХЕМЫ

Эффективность охлаждения лопаток с выходом воздуха в проточную часть турбины определяется двумя факторами: интенсивностью охлаждения и величиной потерь, связанных с введением охлаждения. Оба эти фактора взаимосвязаны — чем выше интенсивность охлаждения, тем меньше количество воздуха отбирается на него из компрессора и тем большее количество воздуха участвует в процессе расширения в турбине. Кроме того,

при уменьшении расхода охлаждающего воздуха уменьшаются гидравлические потери в турбине, связанные с введением его в проточную часть и смешением с газовым потоком.

При заданных температурах газа T_{Γ} и охлаждающего воздуха $T_{\text{в}}$ на входе в лопатку (или на каком-либо участке лопатки) интенсивность охлаждения может характеризоваться отношением разности температур газа и лопатки (на рассматриваемом участке) к разности температур газа и воздуха

$$\theta = \frac{T_{\Gamma} - T_{\text{л}}}{T_{\Gamma} - T_{\text{в}}} . \quad (6.6)$$

Если представить, что при изменении условий теплообмена, характерных для охлаждаемых лопаток, температура лопатки изменяется подобно температуре тонкой плоской стенки, находящейся в тех же условиях воздействия, то для каждого рассматриваемого участка лопатки можно написать

$$\frac{T_{\Gamma} - T_{\text{л}}}{T_{\text{л}} - T_{\text{в}}} = K_{\Phi} \frac{T_{\Gamma} - T_{\text{п.с}}}{T_{\text{п.с}} - T_{\text{в}}} , \quad (6.7)$$

где K_{Φ} — коэффициент формы, учитывающий отличие температуры лопатки от температуры тонкой плоской стенки.

Из условий теплового баланса между газом и охлаждающим воздухом следует, что количество тепла, переданное охлаждающему воздуху $Q_{\text{в}} = \alpha_{\text{в}} (T_{\text{п.с}} - T_{\text{в}}) S_{\text{в}}$, равно отнятому от газа $Q_{\Gamma} = \alpha_{\Gamma} (T_{\Gamma} - T_{\text{п.с}}) S_{\Gamma}$, и при $S_{\text{в}} \approx S_{\Gamma}$ получим

$$\frac{T_{\Gamma} - T_{\text{п.с}}}{T_{\text{п.с}} - T_{\text{в}}} = \frac{\alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\Gamma}} . \quad (6.8)$$

Тогда выражение (6.6) с учетом уравнений (6.7) и (6.8) можно привести к виду

$$\theta = \frac{T_{\Gamma} - T_{\text{л}}}{T_{\Gamma} - T_{\text{в}}} = \frac{K_{\Phi} (\alpha_{\text{в}}/\alpha_{\Gamma})}{K_{\Phi} (\alpha_{\text{в}}/\alpha_{\Gamma}) + 1} . \quad (6.9)$$

Для плоской стенки и толстостенного цилиндра коэффициент формы определяется зависимостями

$$K_{\Phi, \text{п.с}} = \frac{1}{1 + \frac{\alpha_{\text{в}} \delta_{\text{п.с}}}{\lambda_{\text{п.с}}}} \quad \text{и} \quad K_{\Phi, \text{ц}} = \frac{r}{R} \frac{1}{1 + \frac{\alpha_{\text{в}} r}{\lambda_{\text{ц}}} \ln \frac{R}{r}} ,$$

где $\delta_{\text{п.с}}$ — толщина плоской стенки;

r и R — внутренний и наружный радиусы цилиндра.

В условиях теплообмена, характерных для охлаждаемых лопаток турбин, величина коэффициента теплоотдачи весьма слабо влияет на изменение K_{Φ} и для рассматриваемой конструкции

лопатки он является практически постоянным. Тогда, как следует из уравнения (6.9),

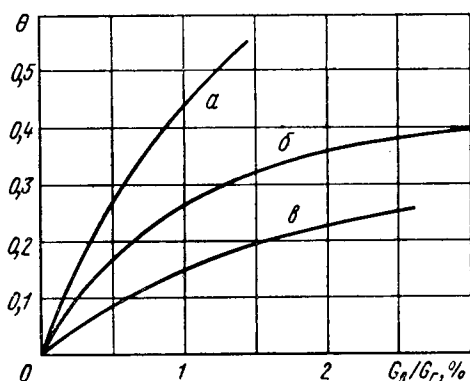
$$\theta = f\left(\frac{\alpha_v}{\alpha_r}\right). \quad (6.10)$$

Комплекс (6.6) удобен для сравнения интенсивности охлаждения различных лопаток. Он позволяет определять температуру рассматриваемого участка лопатки для заданного режима работы турбины, и чем выше коэффициент θ , тем температура лопатки меньше отличается от температуры охлаждающего воздуха, следовательно, тем лучше охлаждается лопатка.

Так как при малоизменяющихся физических свойствах газовой и воздушной среды в условиях теплообмена, при определен-

Рис. 6.9. Сравнение интенсивности различных вариантов охлаждения срединного участка профиля лопатки:

a —пористое охлаждение; b —лопатка со вставным дефлектором; δ —лопатка типа «Конвей» с радиальным течением охлаждающего воздуха



ной геометрии решетки профилей и каналов для охлаждающего воздуха и при заданных режимом работы турбины температурах газа и охлаждающего воздуха правая часть уравнения (6.10) зависит от величины относительного расхода воздуха, то коэффициент θ представляют графической зависимостью от отношения секундных расходов воздуха G_v и газа G_r .

На рис. 6.9 представлено сравнение интенсивности охлаждения (θ) срединного участка профиля некоторых конструкций лопаток авиационных турбин.

В действительных условиях теплообмена, определяемых режимом работы двигателя, физические свойства воздуха и газа не остаются постоянными. С достаточной для практики точностью их изменение можно выразить степенной функцией от абсолютной температуры [5]:

$$\mu = f_1(T^{0,64}); \quad \lambda = f_2(T^{0,76}). \quad (6.11)$$

Однозначная зависимость, пользуясь которой можно опреде-

лять эффективность охлаждения лопаток, получается между комплексами $\theta(T_{\Gamma}/T_{\text{в}})^p$ и $\overline{G}_{\text{в}} \text{Re}^q \mathcal{F}$ [14].

Действительно, критериальные зависимости, приведенные в § 6.2 и 6.3, можно записать в виде

$$\text{Nu}_{\text{в}} = A_{\text{в}} \text{Re}_{\text{в}}^n \text{ и } \text{Nu}_{\Gamma} = A_{\Gamma} \text{Re}_{\Gamma}^m.$$

В свою очередь $\alpha_{\text{в}} = A_{\text{в}} \text{Re}_{\text{в}}^n \frac{\lambda_{\text{в}}}{d_{\text{в}}}$ и $\alpha_{\Gamma} = A_{\Gamma} \text{Re}_{\Gamma}^m \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_{\Gamma}}$.

Если коэффициенты кинематической вязкости μ и теплопроводности λ выразить в функции температуры, воспользовавшись при этом зависимостью (6.11), то отношение коэффициента теплопередачи с воздушной и газовой стороны для геометрически подобных лопаток можно представить выражением

$$\frac{\alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\Gamma}} \sim \left(\frac{G_{\text{в}}}{G_{\Gamma}} \right)^n \left(\frac{T_{\text{в}}}{T_{\Gamma}} \right)^q \text{Re}_{\Gamma}^{n-m}.$$

Согласно уравнению (6.10) величина θ определяется отношением коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{в}}/\alpha_{\Gamma}$.

Следовательно,

$$\theta = f \left[\left(\frac{G_{\text{в}}}{G_{\Gamma}} \right)^n, \left(\frac{T_{\text{в}}}{T_{\Gamma}} \right)^q, \text{Re}_{\Gamma}^{n-m} \right].$$

Эта зависимость будет разной для различных участков лопатки, имеющих согласно выражениям (6.1) — (6.5) свои значения показателей степени при числах Рейнольдса. Так, согласно работе [14] для участка входной кромки

$$\left. \begin{aligned} \frac{\lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\Gamma}} \left(\frac{\mu_{\Gamma}}{\mu_{\text{в}}} \right)^{0,71} \sim \left(\frac{T_{\text{в}}}{T_{\Gamma}} \right)^{0,306} \text{ и } \theta_I &= f_I \left[\overline{G}_{\text{охл}} \left(\frac{T_{\text{в}}}{T_{\Gamma}} \right)^{0,306} \text{Re}_{\Gamma}^{0,21 \varepsilon_t} \right]; \\ \text{для среднего участка лопатки} \\ \frac{\lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\Gamma}} \left(\frac{\mu_{\Gamma}}{\mu_{\text{в}}} \right)^{0,8} \sim \left(\frac{T_{\text{в}}}{T_{\Gamma}} \right)^{0,2} \text{ и } \theta_{II} &= f_{II} \left[\overline{G}_{\text{охл}} \left(\frac{T_{\text{в}}}{T_{\Gamma}} \right)^{0,2} \text{Re}_{\Gamma}^{0,12 \varepsilon_t} \right]; \\ \text{для участка выходной кромки} \\ \theta_{III} &= f_{III} \left[\overline{G}_{\text{охл}} \left(\frac{T_{\text{в}}}{T_{\Gamma}} \right)^{0,2} \varepsilon_t \right]. \end{aligned} \right\} \quad (6.12)$$

При определении показателя степени для срединного участка лопатки и выходной кромки принято, что $\lambda = f(T^{0,71})$.

Выражения (6.12) справедливы для геометрически подобных лопаток потому, что при их выводе предполагались постоянными отношения характерных размеров, входящих в критериальные зависимости чисел Nu и Re .

Если в полученные зависимости ввести отношения характерных размеров для различных участков лопатки согласно уравнениям (6.1) — (6.5), то этими зависимостями можно будет пользоваться при определении интенсивности охлаждения лопаток различной геометрии [14].

Тогда выражения для интенсивности охлаждения участков лопаток будут иметь такой вид:

$$\text{а) входная кромка} \quad - \theta_I \left(\frac{T_r}{T_b} \right)^{0,306} = f_I [\bar{G}_{\text{охл}} \text{Re}_{rI}^{0,21} \varepsilon_{II} \mathcal{F}_I], \quad (6.13)$$

$$\text{где } \mathcal{F}_I = \left(\frac{F_{rI}}{z F_{bI}} \right)^{0,71} \frac{d_{rI}^{0,29}}{l^{0,306}} \left(\frac{\mu_{III} F_{bIII}}{\mu_I F_{bII}} \right)^{0,306} \varepsilon_{II}. \quad (6.14)$$

Здесь F_{rI} — кольцевая площадь, ометаемая лопатками на входе в решетку;

$d_{rI} = 2R_I$ — гидравлический диаметр входной кромки;

$R_I = L/\Pi$ — эквивалентный наружный радиус входной кромки (рис. 6.10);

l — наибольшее расстояние между выходом из отверстий в дефлекторе и внутренней поверхностью входной кромки лопатки;

z — число лопаток;

б) вогнутая и выпуклая часть профиля —

$$\theta_{II} \left(\frac{T_r}{T_b} \right)^{0,2} = f_{II} [\bar{G}_{\text{охл}} \text{Re}_{rII}^{0,12} \varepsilon_{III} \mathcal{F}_{II}], \quad (6.15)$$

$$\text{где } \mathcal{F}_{II} = \left(\frac{F_{rII}}{F_{bII} z} \right)^{0,8} \left(\frac{d_{rII}}{d_{bII}} \right)^{0,2}. \quad (6.16)$$

Здесь $F_{bII} = 2\delta_{II} h_{dII}$ — площадь проходного сечения между внутренней поверхностью лопатки и дефлектором;

δ_{II} — расстояние (зазор) между внутренней поверхностью лопатки и дефлектором;

h_{dII} — длина дефлектора;

$d_{bII} = 2\delta_{II}$ — гидравлический диаметр зазора между дефлектором и внутренней поверхностью лопатки;

$F_{rII} = F_I \sin \alpha_1$ и $F_{rII} = F_I \sin \beta_2$ — площади узких сечений межлопаточных каналов соплового аппарата и рабочего колеса соответственно;

$d_{rII} = b$ — определяющий геометрический размер — хорда лопатки;

в) выходная кромка —

$$\theta_{III} \left(\frac{T_r}{T_b} \right)^{0,2} = f_{III} [\bar{G}_{охл} \varepsilon_{III} \mathcal{F}_{III}], \quad (6.17)$$

$$\text{где } \mathcal{F}_{III} = \left(\frac{F_{rII}}{F_{bIII} z} \right)^{0,8} \left(\frac{d_{rII}}{d_{bIII}} \right)^{0,2}. \quad (6.18)$$

Здесь $d_{bIII} = \frac{4F_{III}}{\Pi}$ — гидравлический диаметр отверстий (щелей) в выходной кромке.

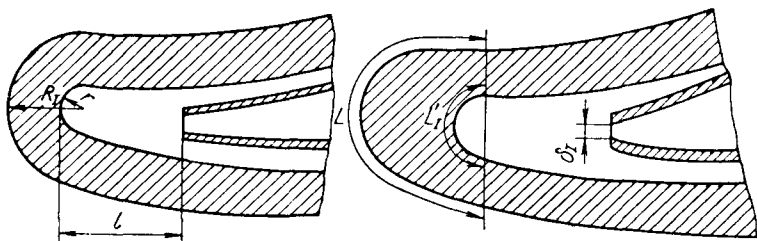


Рис. 6.10. Характерные размеры участка входной кромки лопатки с внутренним дефлектором

Эти функциональные зависимости получены увязкой расчетных и экспериментальных величин, входящих в них. При этом сводится к минимуму погрешность в определении температуры лопатки из-за неточностей, допустимых при выборе численной величины коэффициентов в формулах $Nu_b = f(Re_b)$ и $Nu_r =$

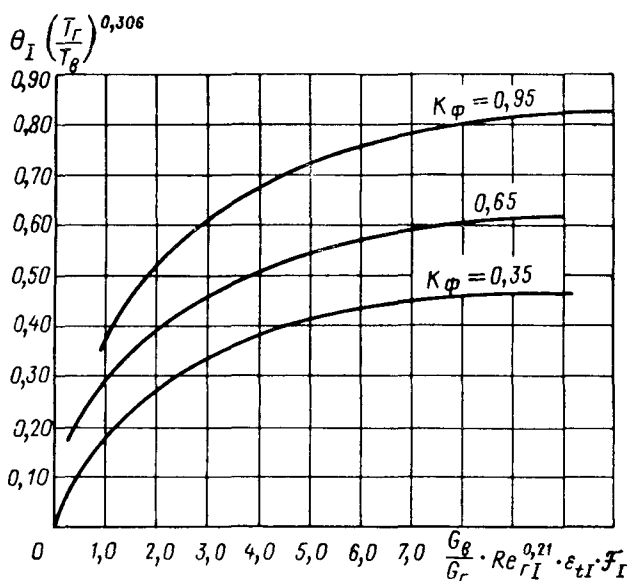


Рис. 6.11. Зависимость для определения температуры участка входной кромки охлаждаемой лопатки

$=f(Re_T)$. Отношения этих коэффициентов вошли как масштаб шкалы абсцисс.

Показатель степени при относительном расходе охлаждающего воздуха $\bar{G}_{охл}$ принят равным единице, что создает существенные удобства при расчетах.

Эти зависимости представлены в виде графиков на рис. 6. 11, 6. 12 и 6. 13 [14]. При их построении принято, что входная кромка может быть выполнена в нескольких вариантах, отличающихся

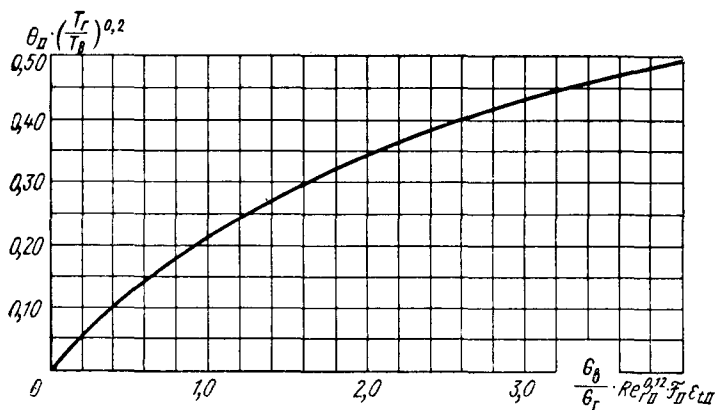


Рис. 6. 12. Зависимость для определения температуры срединного участка профиля охлаждаемой лопатки

формой и оребрением на внутренней поверхности. Поэтому величина коэффициента формы взята в качестве параметра, а наличие оребрения может быть учтено коэффициентом η_p [31], т. е. $\bar{K}_\phi = \eta_p K_\phi$.

Если на внутренней поверхности срединного участка профиля лопатки и участка выходной кромки нет оребрения или других конструктивных элементов, интенсифицирующих теплообмен и изменяющих форму стенки лопатки так, что она становится существенно отличной от плоской тонкой стенки, то коэффициент формы будет для широкого класса лопаток практически постоянным и в ряде случаев мало отличаться от единицы. Поэтому для каждого из этих участков профиля лопатки при небольшой и малоизменяющейся толщине стенки (1,2—1,8) вполне можно обходиться одной кривой (см. рис. 6. 12, 6. 13).

Кроме того, так как обработка экспериментальных данных проводилась по температуре охлаждающего воздуха на входе в лопатку T_b , то при пользовании этими графиками предполагаются подобие подогрева воздуха в испытанных лопатках и рассчитываемых и независимость этого подогрева от количества охлаждающего воздуха, протекающего через лопатку. Испытания достаточно большого количества лопаток, отличающихся по

своим размерам более чем в 2,5 раза, показывают, что эти допущения не вносят существенной погрешности в расчет температуры дефлекторных лопаток, работающих при поверхностной плотности удельных тепловых потоков $q = (10 \div 15) 10^5 \text{ Вт/м}^2$

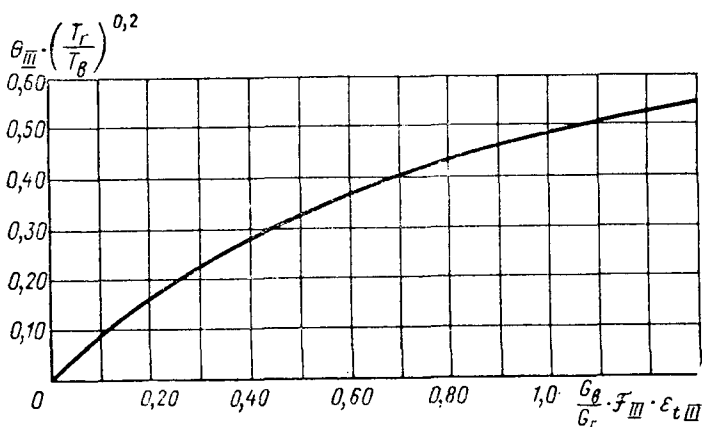


Рис. 6. 13. Зависимость для определения температуры участка выходной кромки охлаждаемой лопатки

и относительном количестве охлаждающего воздуха $\bar{G}_{\text{охл}} = 1,5 \div 3,0\%$, характерных для турбин авиационных двигателей.

Пользуясь этими графиками, можно при проектировании лопатки выбрать, для заданных условий, размеры каналов для охлаждающего воздуха и определить температуру лопатки на различных режимах работы двигателя. Разумеется, при этом необходимо знать расход охлаждающего воздуха.

6. 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА В ЛОПАТКАХ ПОПЕРЕЧНОЙ СХЕМЫ

В газотурбинных двигателях перепад давлений на входе в охлаждаемую лопатку и выходе из нее ограничен. Величина его определяется перепадом давлений, срабатываемым на сопловой и рабочей лопатках при заданной степени повышения давления в компрессоре. В этих условиях количество воздуха, которое может быть пропущено через охлаждаемую лопатку, зависит от размеров и гидравлического сопротивления всех последовательных и параллельно соединенных каналов различной длины и конфигурации.

Существующие методы [22] позволяют производить гидравлические расчеты систем охлаждения практически любой сложности. Однако для их широкого применения, в частности, к дефлекторным лопаткам необходимо располагать достоверными данными о гидравлических характеристиках отдельных элементов

охлаждающего тракта и взаимном их влиянии в реальных условиях работы.

Обычно экспериментальное определение гидравлического сопротивления охлаждающих каналов производят по продувкам лопаток, специально препарированных для измерений [16]. Как в тепловых, так и в гидравлических расчетах делят лопатку на три основных участка: входную кромку — от внутренней полости дефлектора до входа в щели вогнутой или выпуклой части профиля (участок *I*), щели вогнутой или выпуклой части профиля (участок *II*) и выходную кромку (участок *III*). Коэффициенты гидравлического сопротивления каждого из участков определялись по разности полных давлений на входе и выходе из него

$$\zeta_I^{(0)} = \frac{\Delta p^*}{\rho_0 w_0^2 / 2} = \frac{p_0 - p_1}{\rho_0 w_0^2 / 2} - \frac{q_0}{q_1} \left(\frac{F_0}{F_1} \right)^2 + 1.$$

Здесь p_0 , p_1 , q_0 , q_1 , F_0 , F_1 — статическое давление, плотность и площадь проходного сечения на входе и выходе из рассматриваемого участка. Если потери полного напора отнести к кинетической энергии потока в каком-либо другом сечении F_i , то коэффициент гидравлического сопротивления определяется зависимостью

$$\zeta_i = \zeta_I^{(0)} \frac{q_i}{q_0} \left(\frac{F_i}{F_0} \right)^2.$$

Для изотермического течения эта зависимость может быть приведена к виду

$$\zeta_i = \zeta_I^{(0)} \left(\frac{F_i}{F_0} \right)^2 \frac{1}{\pi}.$$

Здесь индекс «0» относится к сечению на входе в рассматриваемый участок, а $\pi = \rho_0 / \rho_i$.

Эксперименты, проведенные на лопатках, отличающихся по размерам более чем в два раза, при $l = 5 \div 10$ в широком диапазоне изменения режимов ($p_0 = 20 \div 250$ кПа, $T_r = 330 \div 1100$ К и $T_b = 280 \div 620$ К) [16] показали следующее.

1. Потеря полного давления на входе в дефлектор и во внутренней его полости не превышает 3—5%. При этом разница в величинах давлений внутри дефлектора по его высоте находилась в пределах точности измерений.

2. При изотермическом течении газа и воздуха в диапазоне температур 300—920 К величина коэффициента гидравлического сопротивления участка входной кромки, отнесенная к скоростному напору на выходе из отверстий в носике дефлектора при $l = l/d_1 \geq 2,0$ (где l — наибольшее расстояние между отверстиями в носике дефлектора и внутренней поверхностью входной кромки лопатки; d_1 — гидравлический диаметр), практически не зависит от отношения давлений в пределах $\pi \leq 3,5$ и от числа Рейнольдса $Re_l = (0,15 \div 4,0) \cdot 10^4$, подсчитанного по параметрам воздуха на

выходе из отверстий в носике дефлектора. В качестве определяющего геометрического параметра принят гидравлический диаметр одного отверстия (щели) на выходе из дефлектора $d_1 = 4F_1/\Pi$ и составляет $\zeta_I^{(0)} = 2,8 \div 3,0$. Принималось, что участок I (входная кромка) заканчивается там, где прекращается процесс образования потерь, связанных с поворотом потока. Это соответствует, как известно, $\bar{x} = x/\delta_{II} \approx 10$, где δ_{II} — ширина щели между дефлектором и лопаткой на участке вогнутой (выпуклой) части профиля.

Для неизотермического течения зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от параметров потока в общем виде может быть записана так:

$$[\zeta_I^{(0)}]' = f(\text{Re}, \text{Pr}, \psi, \psi'),$$

где $\psi = T_{\pi}/T_0^*$ — так называемый первый температурный фактор;

$\psi' = T_0^*/\text{const}$ — второй температурный фактор.

Имея в виду, что коэффициент гидравлического сопротивления участка I при изотермических продувках не зависит от режимных параметров, найдем его зависимость от температуры охлаждающего воздуха на входе в лопатку T_0^* и температуры лопатки T_{π} в виде $\zeta_I/\zeta_I^{(0)} = f(T_{\pi}/T_0^*)$.

При стабилизированном турбулентном режиме течения газа в турбине, соответствующем весьма большим числам Re , эта зависимость известна [20] в виде

$$\frac{[\zeta_I^{(0)}]'}{\zeta_I^{(0)}} = \left(\frac{2}{\sqrt{\psi} + 1} \right)^2.$$

Аналитическое описание механизма турбулентного обмена в условиях, имеющих место у входной кромки, весьма затруднительно, поэтому эта зависимость получена экспериментально — непосредственно по измерениям потерь полного напора на этом участке при изменении температуры лопатки от 300 до 1100 К. Увеличение гидравлического сопротивления участка входной кромки при нагреве объясняется в первую очередь влиянием вязкости газа в вихревой зоне, образующейся у входной кромки. Если зависимость вязкости воздуха от его абсолютной температуры представить первым равенством выражения (6.12), то можно записать

$$\frac{[\zeta_I^{(0)}]'}{\zeta_I^{(0)}} = \left(\frac{T_{\pi}}{T_0^*} \right)^{0,64} \quad \text{или} \quad \frac{[\zeta_I^{(0)}]'}{\zeta_I^{(0)}} = \psi^{0,64}.$$

Эта зависимость показана на рис. 6.14. Как видно, она не только правильно отображает физическую сущность явления, но и дает вполне удовлетворительное совпадение с данными эксперимента.

На рис. 6.15 приведена зависимость $\frac{\zeta''}{(l/d)} = f(Re)$ для участка вогнутой (выпуклой) части профиля, полученная по замерам потерь полного напора при изотермическом течении и течении с подогревом. В качестве гидравлического диаметра d при-

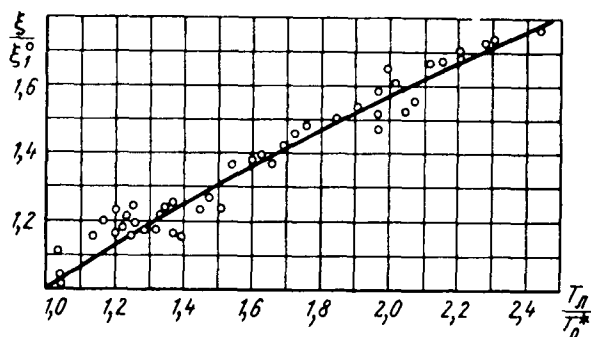


Рис. 6.14. Зависимость гидравлического сопротивления участка входной кромки от отношения температур лопатки и охлаждающего воздуха на входе в лопатку

нималась удвоенная ширина зазора (щели). Там же приведена зависимость $\frac{\zeta_{тр}}{(l/d)} = f(Re)$, заимствованная из работы [33].

Как видно, влияние подогрева на сопротивление трения весьма незначительно и им можно пренебречь. Влияние турбулизации потока у входной кромки и одностороннего подвода тепла проявилось в том, что турбулентный режим течения затянут в область малых чисел Re (вплоть до $Re=650$ при относительном удлинении каналов $l/d=23$).

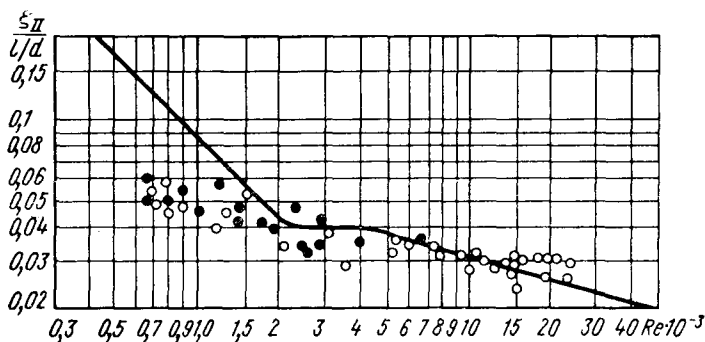


Рис. 6.15. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления воздушных каналов срединного участка профиля лопатки от числа Re :

○ — изотермическое течение; ● — течение с подогревом; — — по данным работы [33]

Экспериментальное исследование гидравлического сопротивления каналов в выходной кромке в диапазоне чисел Рейнольдса $1 \cdot 10^3 \leq Re_{III} \leq 5 \cdot 10^4$, показало, что оно представляет собой местное сопротивление, не зависящее от числа Re ; величина ζ_{III} зависит от конструкции и способов получения охлаждающих ка-

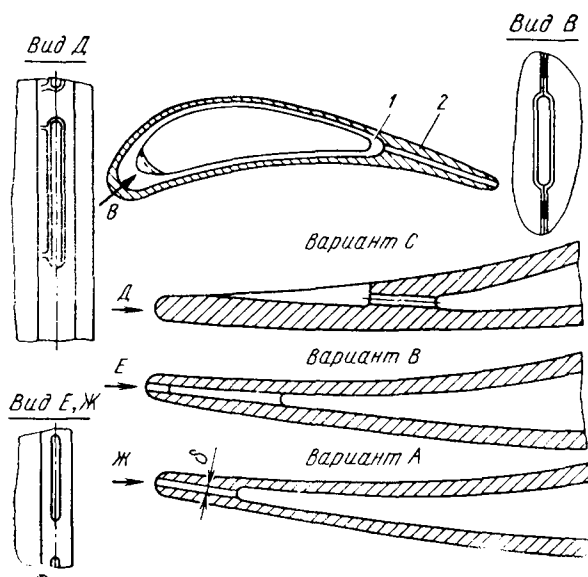


Рис. 6.16. Конструктивные схемы выходной кромки охлаждаемых лопаток

налов и для вариантов A , B и C , показанных на рис. 6.16, $\zeta_{III} = 1,05$; $0,5$ и $1,6$ соответственно.

Отношение расхода охлаждающего воздуха через лопатку при течении с подогревом G'_B к расходу при изотермическом течении G_B может быть представлено как

$$m = \frac{G'_B}{G_B} = \sqrt{\frac{\zeta_I + \zeta_{II} + \zeta_{III}}{\zeta'_I + \zeta'_{II} + \zeta'_{III}}} \sqrt{\frac{T_0^*}{T_0^* + \Delta T}}.$$

Здесь коэффициенты гидравлического сопротивления отнесены к скоростному напору на выходе из лопатки.

Имея в виду, что $\zeta_{\Sigma} = \zeta_I + \zeta_{II} + \zeta_{III}$; $\zeta'_{II} \approx \zeta_{II}$ (из-за их малости) и $\zeta'_{III} \approx \zeta_{III}$, получим

$$m = \frac{1}{\left[1 + (\zeta_I / \zeta_{\Sigma}) \left(\frac{T_0^*}{T_0^* + \Delta T} \psi^{0,64} - 1 \right) \right]^{0,5}} \sqrt{\frac{T_0^*}{T_0^* + \Delta T}}. \quad (6.19)$$

С учетом того, что

$$\zeta_I = \zeta_I^{(0)} \left(\frac{F_{III}}{F_0} \right)^2 \frac{1}{\pi}, \quad (6.20)$$

а $F_0 = F_I$, уравнение (6.19) можно привести к виду

$$m = \left[1 + \frac{\zeta_I^{(0)}}{\zeta_I} \left(\frac{F_{III}}{F_I} \right)^2 \left(\frac{T_0^*}{T_0^* + \Delta T} \right)^{0,64} - 1 \right] \frac{1}{\pi} \Big]^{-0,5} \sqrt{\frac{T_0^*}{T_0^* + \Delta T}}, \quad (6.21)$$

где ΔT — подогрев воздуха в лопатке.

Тогда секундный расход охлаждающего воздуха через лопатку

$$G'_n = m \mu F_{III} \varphi \frac{p_0^*}{\sqrt{RT_0^*}},$$

$$\text{где } \varphi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{III}}{p_0^*} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{III}}{p_0^*} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}.$$

Коэффициент расхода μ определяется суммой сопротивлений всех трех участков лопатки. Пренебрегая сжимаемостью, можно записать

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta_I + \zeta_{II} + \zeta_{III}}}.$$

Связав параметры потока на выходе из участка вогнутой (выпуклой) части профиля с параметрами потока на выходе из лопатки, учитывая при этом, что полное давление на выходе из этого участка p_{II}^* равно полному давлению на входе в каналы охлаждения в выходной кромке, т. е.

$$\frac{\zeta_{II}}{\zeta_{II}^*} = \frac{F_{III}}{F_{II}} \frac{w_{II}}{w_{III}} = \frac{F_{III}}{F_{II}} \frac{\lambda_{II}}{\lambda_{III}},$$

$$\text{где } \lambda = w \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*},$$

получим

$$G'_n = m \varphi F_{III} \left\{ \zeta_I^{(0)} \left(\frac{F_{III}}{F_I} \right)^2 \frac{1}{\pi} + \left[\zeta_{II}^* \frac{F_{III}}{F_{II}} \frac{\lambda_{II}}{\lambda_{III}} + \zeta_{III} \right] \right\}^{-0,5} \frac{p_0^*}{\sqrt{RT_0^*}}. \quad (6.22)$$

Здесь ζ_{II}^* — коэффициент гидравлического сопротивления, подсчитываемый по графику рис. 6.15, либо по данным работы [20];

$$T_{II}^* + \Delta T_{III} = T_0^* + \Delta T;$$

T_{II}^* — температура воздуха на входе в каналы охлаждения выходной кромки;

ΔT_{III} — подогрев воздуха на участке выходной кромки; величина λ определяется соотношением (в газодинамических

функциях) — $y(\lambda_{III}) = 24,7 \frac{G'_b \sqrt{T_0^*}}{p_{III} F_{III}}$;

$$q(\lambda_{II}) = 24,7 \frac{G'_b \sqrt{T_0^*}}{p_{II}^* F_{II}}; \quad p_{II}^* = \left[0,37 y(\lambda_{III}) \lambda_{III} \zeta_{III} + \frac{1}{\pi(\lambda_{III})} \right] p_{III};$$

λ_{III} и $\pi(\lambda_{III})$ — определяются по таблицам газодинамических функций.

Величины подогрева воздуха в лопатке ΔT и на участках профиля ΔT_{II} и ΔT_{III} задаются на основании предварительных расчетов и уточняются при детальном тепловом расчете лопатки.

В правую часть уравнения (6.22) расход воздуха входит в неявном виде, и определение его приходится производить методом последовательных приближений.

Если рассматривать лопатки, у которых расходные характеристики определяются гидравлическим сопротивлением участка входной кромки, то при достаточно высоких значениях температур T_0^* , T_r , T_π и давления p_{III}

$$\zeta_I^{(0)} \left(\frac{F_{III}}{F_I} \right)^2 \frac{1}{\pi} \gg \zeta_{III}; \quad m \approx \text{const}$$

и
$$\frac{G'_b \sqrt{T_0^*}}{p_{III} F_{III}} = f'(\pi) \quad \text{или} \quad \frac{G'_b \sqrt{T_0^*}}{p_0^* F_{III}} = f''(\pi).$$

Во многих выполненных конструкциях лопаток с дефлекторами доля потерь на трение в каналах охлаждения срединной части лопатки невелика. Тогда приведенный расход охлаждающего воздуха, отнесенный к параметрам на выходе из лопатки, будет

$$\bar{G}_b = \frac{G'_b \sqrt{T_0^*}}{m p_{III} F_{III}} \left[\zeta_I^{(0)} \left(\frac{F_{III}}{F_I} \right)^2 \frac{1}{\pi} + \zeta_{III} \right]^{0,5} = f(\pi). \quad (6.23)$$

Эта зависимость обычно используется для обобщения экспериментальных данных по определению расходных характеристик охлаждаемых лопаток.

График на рис. 6.17 представляет эту экспериментально подтвержденную зависимость, типичную для дефлекторных лопаток, где масштаб $\bar{G}_b$ увеличен в 10 раз.

Известно, что вращение ротора оказывает влияние на гидравлическое сопротивление в системах охлаждения. Вращение ротора вызывает поджатие воздуха в лопатке, а также появление

массовых сил в результате центробежных и кориолисовых ускорений. Однако для лопаток рассматриваемой схемы вращением ротора можно пренебречь [16]. Это подтверждают результаты сравнительных испытаний (в статических условиях и при вращении) трех разных по размерам роторов турбин.

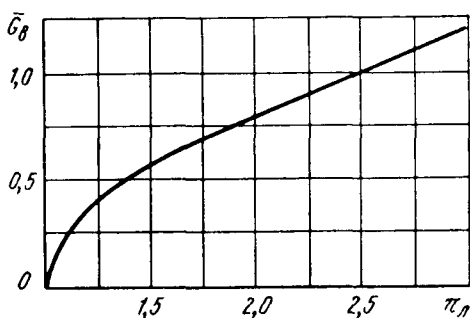


Рис. 6.17. Приведенный к параметрам на выходе расход охлаждающего воздуха через внутренние каналы лопатки с дефлектором, полученный при обобщении результатов испытаний с подогревом

Таким образом, полученные зависимости позволяют определять форму и размеры каналов для охлаждающего воздуха при проектировании лопаток, а также производить проверочные расчеты, в том числе и выполненных лопаток, на различных режимах работы газотурбинного двигателя.

6.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЕМОЙ ЛОПАТКИ

6.5.1. Пример расчета температуры рабочей лопатки

Воспользуемся приведенными в предыдущих параграфах зависимостями для определения температуры охлаждаемой рабочей лопатки на режимах работы двигателя, определяемых условиями его эксплуатации.

Исходными данными для расчета являются: параметры охлаждающего воздуха и газа, получаемые из газодинамического расчета турбины с учетом подогрева воздуха в системе подвода к лопатке и температурного поля газа, осредненного по радиусу, на котором располагается рассчитываемое сечение лопатки; геометрическая характеристика сечения, включая размеры решетки профилей и каналов охлаждения. Эти размеры представлены в табл. 6.1.

Таблица 6. 1

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Диаметр среднего сечения лопатки	$D_{\text{ср}}$	0,8 м
Длина профильной части лопатки (пера)	h	$95 \cdot 10^{-3}$ м
Площадь кольцевого сечения на входе в лопаточную решетку	$F_{\text{гI}} = \pi D_{\text{ср}} h$	0,239 м ²
Гидравлический диаметр входной кромки	$d_{\text{гI}} = \frac{2L}{\pi}$	$4,0 \cdot 10^{-3}$ м
Площадь отверстий в дефлекторе	$F_{\text{вI}} = \delta_I h_I$	$30,0 \cdot 10^{-6}$ м ²
Гидравлический диаметр отверстий в дефлекторе	$d_{\text{вI}} = \frac{2\delta_I h_I}{h_I + \delta_I}$	$1,0 \cdot 10^{-3}$ м
Максимальное расстояние от внутренней поверхности входной кромки до отверстий дефлектора	l	$5,0 \cdot 10^{-3}$ м
Приведенный наружный радиус входной кромки	$R = \frac{L}{\pi}$	$2 \cdot 10^{-3}$ м
Приведенный внутренний радиус входной кромки	$r = \frac{L_I}{\pi}$	$0,70 \cdot 10^{-3}$ м
Характерный размер срединной части лопатки (хорда профиля)	$d_{\text{гII}}$	$50,0 \cdot 10^{-3}$ м
Площадь минимальных сечений межлопаточных каналов решетки профилей	$F_{\text{гII}}$	0,12 м ²
Гидравлический диаметр зазора между дефлектором и внутренней поверхностью лопатки	$d_{\text{вII}} = 2\delta_{II}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$ м
Площадь поперечного сечения зазоров между дефлектором и лопаткой	$F_{\text{вII}} = 2\delta_{II} h_{II}$	$90,0 \cdot 10^{-6}$ м ²
Площадь щелей в выходной кромке лопатки	$F_{\text{вIII}} = \delta_{III} h_{III}$	$45,0 \cdot 10^{-6}$ м ²

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Гидравлический диаметр щелей в выходной кромке	$d_{вIII} = \frac{4F_{III}}{\Pi}$	$1,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Ширина щели в выходной кромке лопатки	δ_{III}	$0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Толщина стенки лопатки на срединном участке	δ''	$1,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Конструктивный угол входа	$\beta^\circ_{1к}$	60°
Конструктивный угол выхода	$\beta^\circ_{2к}$	30°
Число лопаток	z	82

Примечание. h_I , h_{II} и h_{III} — длины, на которых расположены соответственно отверстия в дефлекторе, длина дефлектора внутри лопатки и длина щели в выходной кромке.

Возьмем из газодинамического расчета необходимые данные, соответствующие режиму работы турбины, на котором подсчитывается температура лопатки.

Секундный расход газа через сопловой аппарат первой (охлаждаемой) ступени турбины $G_{с.д} = 157 \text{ кг/с}$, а так как в него втекает воздух, охлаждающий сопловые лопатки, то расход через рабочие лопатки будет большим и в рассматриваемом примере $G_{р.к} = 160 \text{ кг/с}$, т. е. на охлаждение сопловых лопаток расходуется $\sim 2\%$ от расхода газа.

Среднемассовая температура газа перед сопловым аппаратом турбины $T_3^* = 1373 \text{ К}$, на входе в рабочие лопатки в относительном движении $T_{1w}^* = 1246 \text{ К}$, температура воздуха за компрессором, откуда он отбирается на охлаждение лопаток, $T_k^* = 710 \text{ К}$ и на входе в двигатель $T_n^* = 313 \text{ К}$.

Перепады давлений в системе охлаждения рабочих лопаток $\Delta p_{охл}$ и в ступени турбины Δp_t примерно одинаковы и составляют 2,28.

Температура газа, поступающего на рабочие лопатки T_r , которая принимается в расчет при определении их температуры, отличается от температуры заторможенного в относительном движении потока T_{1w}^* газа на величину, равную отлнчию температуры, осредненной по эюуре на данном радиусе T_r^* , от среднемассовой T_3^* , что характеризуется величиной $\tau\% = \frac{T_3^* - T_r^*}{T_3^* - T_n^*} 100 =$

$= \frac{\Delta T_{\text{Эп}}}{T_3^* - T_n^*} 100$, с одной стороны, и с другой, — количеством подмешиваемого воздуха, охладившего сопловые лопатки.

С точностью до равенства теплоемкостей воздуха и газа можно написать, что

$$T_{\text{см}}^* = \frac{T_3^* + \bar{G}_{\text{с.а}} T_{\text{к}}^*}{1 + \bar{G}_{\text{с.а}}}, \quad \text{а} \quad (T_{1\text{в}}^*)_{\text{см}} = T_{\text{см}}^* - \Delta T_{\text{в}} \frac{T_{\text{см}}^*}{T_3^*},$$

где $\Delta T_{\text{в}} = T_3^* - T_{1\text{в}}^*$; $\bar{G}_{\text{с.а}} = \frac{(\bar{G}_{\text{в}})_{\text{с.а}}}{G_{\text{г}}}$.

Тогда температура газа, поступающего на рабочие лопатки, $T_{\text{г}} = (T_{1\text{в}}^*)_{\text{см}} + \Delta T_{\text{эп}}$.

Для нашего примера $\tau = 5,0\%$, тогда

$$T_{\text{см}}^* = \frac{1373 + 0,02 \cdot 710}{1 + 0,02} = 1360 \text{ К}; \quad (T_{1\text{в}}^*)_{\text{см}} = 1360 - 127 \frac{1360}{1373} = 1234 \text{ К}$$

и

$$T_{\text{г}} = 1234 + \frac{1373 - 313}{100} 5,0 = 1287 \text{ К}.$$

Охлаждающий воздух на пути к рабочим лопаткам подогревается в подводящих каналах благодаря подводу тепла от более нагретых деталей, с которыми он соприкасается, что, как показывает практика, составляет $10\text{--}20^\circ$, и за счет подвода к нему работы, затрачиваемой на придание воздуху скорости, равной окружной скорости лопатки. При окружной скорости на сред-

нем сечении лопатки $u = 340 \text{ м/с}$ этот подогрев составит $\Delta T = \frac{340^2}{2315} = 50^\circ$. Таким

образом, можем считать температуру охлаждающего воздуха, поступающего в лопатку, $T_{\text{в}} = 710 + 20 + 50 = 780 \text{ К}$.

Уменьшить температуру охлаждающего воздуха можно было бы, придав ему вращательное движение в направлении вращения рабочих лопаток. Это вращательное движение воздуха осуществляется при расширении его в решетке профилей, аналогичной сопловому аппарату. При этом часть располагаемого перепада давления срабатывается в закручивающей воздух решетке, а оставшаяся часть затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления каналов, по которым течет воздух.

Поэтому применять такую решетку, если нет ограничений конструктивного или технологического характера, целесообразно при перепаде давления, достаточном для обеспечения расхода воздуха через лопатки, необходимого из условий их охлаждения.

Если охлаждающему воздуху, проходящему через подкручивающую решетку, придать скорость, при которой окружная составляющая ее была бы равна окружной скорости обода диска в месте расположения каналов, подводящих воздух к замковой части лопатки, то температура его понизится на 35° ($u = 280 \text{ м/с}$ и $\alpha_{\text{гв}} = 10^\circ$), что соответствовало бы понижению температуры по сравнению с отсутствием закрутки примерно на 70° .

Приняв в данном примере $\mu_I \approx \mu_{III}$ (см. § 6.4) и задавшись относительным расходом охлаждающего воздуха на рассматриваемом режиме равным $1,6\%$, подсчитываем величины комплексов, входящих в функциональные зависимости (6.13), (6.15) и (6.17):

$$\mathcal{F}_I = \left(\frac{F_{\text{гI}}}{z F_{\text{вI}}} \right)^{0,71} \frac{d_{\text{гI}}^{0,29}}{l^{0,306}} \left(\frac{F_{\text{вIII}}}{F_{\text{вI}}} \right)^{0,306} = \left(\frac{0,239}{82 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,71} \times$$

$$\times \frac{(4,0 \cdot 10^{-3})^{0,29}}{(5,0 \cdot 10^{-3})^{0,306}} \left(\frac{45 \cdot 10^{-6}}{30 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,306} = 29,6;$$

$$\text{Re}_{rI} = \frac{G_r d_{rI}}{F_{rI} \mu_r} = \frac{160 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{0,239 \cdot 4,9 \cdot 10^{-5}} = 54,5 \cdot 10^3;$$

$$\bar{G}_{\text{охл}} \text{Re}_{rI}^{0,21} \mathcal{F}_I = 1,6 (54,5 \cdot 10^3)^{0,21} 29,6 \cdot 10^{-2} = 4,73.$$

В подавляющем большинстве встречающихся в практике охлаждаемых лопаток с достаточной точностью ($\sim 2\%$) можно принимать, что $K_{\Phi I} \approx r/R$. Тогда для рассматриваемой лопатки $K_{\Phi I} = 0,35$ и по графику рис. 6.11 находим $\theta_I \left(\frac{T_r}{T_b} \right)^{0,306} = 0,41$, а так как $\left(\frac{T_r}{T_b} \right)^{0,306} = \left(\frac{1287}{780} \right)^{0,306} = 1,167$, то $\theta_I = \frac{0,41}{1,167} = 0,352$.

Это соответствует температуре входной кромки лопатки

$$T_{лI} = T_r - \theta_I (T_r - T_b) = 1287 - 0,352 (1287 - 780) = 1109 \text{ К.}$$

Для срединного участка лопатки (вогнутой и выпуклой стороны)

$$\text{Re}_{rII} = \frac{G_r d_{rII}}{F_{rII} \mu_r} = \frac{160 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{0,12 \cdot 4,9 \cdot 10^{-7}} = 13,55 \cdot 10^5;$$

$$\mathcal{F}_{II} = \left(\frac{F_{rII}}{z F_{bII}} \right)^{0,8} \left(\frac{d_{rII}}{d_{bII}} \right)^{0,2} = \left(\frac{0,12}{82 \cdot 90 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \left(\frac{50 \cdot 10^{-3}}{1,1 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,2} = 20,0;$$

$$\bar{G}_{\text{охл}} \text{Re}_{rII}^{0,12} \mathcal{F}_{II} = 1,6 (13,55 \cdot 10^5)^{0,12} 20 \cdot 10^{-2} = 1,74.$$

По графику рис. 6.12 находим, что $\theta_{II} \left(\frac{T_r}{T_b} \right)^{0,2} = 0,32$, а так как $\left(\frac{T_r}{T_b} \right)^{0,2} = \left(\frac{1287}{780} \right)^{0,2} = 1,103$, то $\theta_{II} = \frac{0,32}{1,103} = 0,29$, и температура лопатки будет

$$T_{лII} = T_r - \theta_{II} (T_r - T_b) = 1287 - 0,29 (1287 - 780) = 1140 \text{ К.}$$

Для участка выходной кромки

$$\mathcal{F}_{III} = \left(\frac{F_{rIII}}{z F_{bIII}} \right)^{0,8} \left(\frac{d_{rIII}}{d_{bIII}} \right)^{0,2} = \left(\frac{0,12}{82 \cdot 45 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \left(\frac{50 \cdot 10^{-3}}{1,19 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,2} = 34,2.$$

$$\bar{G}_{\text{охл}} \mathcal{F}_{III} = 1,6 \cdot 34,2 \cdot 10^{-2} = 0,548.$$

По графику рис. 6.13 находим, что $\theta_{III} \left(\frac{T_r}{T_b} \right)^{0,2} = 0,345$, а $\theta_{III} = \frac{0,345}{1,103} = 0,312$, и тогда температура лопатки

$$T_{лIII} = T_r - \theta_{III} (T_r - T_b) = 1287 - 0,312 (1287 - 780) = 1129 \text{ К.}$$

Если температура какого-либо участка лопатки окажется большей, чем можно допустить по условиям прочности, то в небольших пределах ее можно уменьшить за счет увеличения расхода охлаждающего воздуха, скажем, с 1,6 до 2,0%. В нашем примере это увеличит θ_I с 0,29 до 0,335 и понизит температуру лопатки на 23°. Для того чтобы пропустить через лопатку дополнительное количество охлаждающего воздуха сверх того, на ко-

торое она рассчитана, необходимо увеличить площадь сечений каналов, лимитирующих этот расход, после чего проверить, к какому изменению температуры на остальных участках лопатки это приведет.

Температуру лопаток на режимах, отличных от рассмотренного, можно определить, подсчитав значения $Re_{г I}$, $Re_{г II}$ и $\bar{G}_B$, соответствующие новому режиму, и воспользовавшись этими же графиками.

Положим, что на интересующем нас крейсерском режиме будем иметь $T_{г}^* = 1110$ К, $T_{в}^* = 660$ К, $G_{г} = 143$ кг/с, а относительный расход охлаждающего воздуха остается прежним $\bar{G}_B = 1,6\%$. Тогда по аналогии с предыдущим

$$Re_{г I} = 48,6 \cdot 10^5; \quad \bar{G}_{охл} Re_{г I}^{0,21} \mathcal{F}_I = 1,6 (48,6 \cdot 10^3)^{0,21} 29,6 \cdot 10^{-2} = 4,56;$$

$$\theta_I \left(\frac{T_{г}}{T_{в}} \right)^{0,306} = 0,405; \quad \theta_I = 0,346 \quad \text{и} \quad T_{л I} = 954 \text{ К};$$

$$Re_{г II} = 13,8 \cdot 10^5; \quad \bar{G}_{охл} Re_{г II}^{0,12} \mathcal{F}_{II} = 1,6 (13,8 \cdot 10^3)^{0,12} 20,0 \cdot 10^{-2} = 1,74;$$

$$\theta_{II} \left(\frac{T_{г}}{T_{в}} \right)^{0,2} = 0,32; \quad \theta_{II} = 0,289; \quad T_{л II} = 980 \text{ К};$$

$$\bar{G}_{охл} \mathcal{F}_{III} = 0,548; \quad \theta_{III} \left(\frac{T_{г}}{T_{в}} \right)^{0,2} = 0,345; \quad \theta_{III} = 0,312; \quad T_{л III} = 970 \text{ К}.$$

Как видно, полученные значения температуры участков профиля лопатки меньше 1000 К. Это говорит о том, что их нужно рассматривать как первое приближение потому, что при их определении принималось $\epsilon_{II} = \epsilon_{III} = \epsilon_{III} = 1$. Вторым приближением и, как правило, достаточным, будет определение температуры лопатки с учетом влияния температурного фактора, который для полученных температур $T_{л I}$, $T_{л II}$ и $T_{л III}$ согласно работе [4] будет $\epsilon_{II} = 1,07$ и $\epsilon_{III} = \epsilon_{III} = 1,03$.

Такое уточнение на много не изменит температуры лопатки (до 5°) и без того весьма низкую. Это дает возможность на крейсерских режимах улучшить экономичность двигателя, отключая подачу воздуха в охлаждаемые лопатки. При этом максимальное значение температуры на любом участке лопатки не будет превышать температуры газа, поступающего на лопатку.

Подобное отключение подачи охлаждающего воздуха нашло применение в некоторых конструкциях авиационных двигателей, (см. например патент Англии General Motors № 1.286.785, 1970).

При выпуске охлаждающего воздуха через щели в выходной кромке лопатки сами кромки приходится выполнять значительно большей толщины, чем обычно, что увеличивает кромочные потери. Истечение охлаждающего воздуха через щели в выходной кромке весьма способствует уменьшению кромочных потерь. Так, при расходе через щели в выходной кромке количества воздуха, составляющего около 1% от расхода его через межлопаточные каналы коэффициент кромочных потерь $\xi_{кр}$ уменьшается примерно в два раза по сравнению с его значением при отсутствии истечения [19]. Поэтому полное отключение охлаждающего воздуха не целесообразно, тем более, что не исключена возмож-

ность затекания газа внутрь лопаток и связанного с этим засорения каналов и щелей, по которым течет охлаждающий воздух.

Остается посмотреть, пройдет ли через внутреннюю полость лопатки принятый в расчете относительный расход охлаждающего воздуха при его параметрах, определяемых режимом работы двигателя. Зависимости (6.19) — (6.22) дают возможность определить секундный расход охлаждающего воздуха через лопатку при заданных ее геометрии и параметрах воздуха. Для этого нужно знать величину подогрева воздуха в процессе теплообмена, которую определяют из детального расчета температуры лопатки.

В приведенном примере такой расчет не проводился. Поэтому можно задаться величиной подогрева воздуха в лопатке, которая в практическом диапазоне изменения относительных расходов охлаждающего воздуха 1,5—2,5% и поверхностных плотностей тепловых потоков $q = (12 \div 16) \cdot 10^5$ Вт/м² составляет 150°—250° (для сопловых лопаток — 250°—350°), и, пользуясь выражением (6.23), определить секундный расход охлаждающего воздуха. Для этого вычислим входящие в него величины.

Коэффициент гидравлического сопротивления на участке входной кромки согласно уравнению (6.20)

$$\zeta_I = \zeta_I^{(0)} \left(\frac{F_{в III}}{F_{в I}} \right)^2 \frac{1}{\pi_d} = 3 \left(\frac{45 \cdot 10^{-6}}{30 \cdot 10^{-6}} \right)^2 \frac{1}{2,28} = 2,96,$$

где $\pi_d = 2,28$ — отношение давления охлаждающего воздуха на входе в лопатку к давлению на выходе из нее.

При выпуске охлаждающего воздуха через щели в выходной кромке лопатки это — отношение давления на входе в лопатку к давлению за ступенью, практически равное перепаду давлений, срабатываемому в ступени, т. е. $\pi_d \approx \pi_r$.

Пользуясь графиком рис. 6.15, находим коэффициент гидравлического сопротивления на среднем участке лопатки. При числе

$$Re_{в II} = \frac{G_{в II} d_{в II}}{z F_{в II} \mu} = \frac{2,56 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3}}{82 \cdot 90 \cdot 10^{-6} \cdot 36,8 \cdot 10^{-6}} = 10,38 \cdot 10^3; \quad \zeta_{II}'' = 0,031; \quad l/d$$

$$\text{и} \quad \zeta_{II}'' = 0,031 \frac{l}{d_{в II}} = 0,031 \frac{0,66 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{1,1 \cdot 10^{-3}} = 0,93.$$

$$y(\lambda_{III}) = 24,7 \frac{0,0312 \sqrt{780}}{45 \cdot 10^{-6} \cdot 0,54 \cdot 10^6} = 0,886$$

$$\lambda_{III} = 0,535; \quad \pi(\lambda_{III}) = 0,843;$$

$$p_{III}^* = 0,54 \cdot 10^6 (0,37 \cdot 0,886 \cdot 0,535 \cdot 1,5 + 1/0,843) = 0,783 \text{ МПа};$$

$$q(\lambda_{II}) = 24,7 \frac{0,0312 \sqrt{780}}{0,783 \cdot 10^6 \cdot 90 \cdot 10^{-6}} = 0,305;$$

$$\lambda_{II} = 0,197; \quad \zeta_{II} = 0,93 \cdot \frac{45 \cdot 10^{-6}}{90 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{0,197}{0,535} = 0,17.$$

При этом принято, что участок, на котором располагаются каналы между дефлектором и внутренней поверхностью лопатки составляет 66% от хорды профиля.

Коэффициент гидравлического сопротивления всех внутренних каналов лопатки $\zeta_d = \zeta_I + \zeta_{II} + \zeta_{III} = 2,96 + 0,17 + 1,5 = 4,63$.

Отношение расходов воздуха через лопатку при течении через нагретую газом лопатку и при изотермическом течении, когда $T_r = T_{в} = T_d$, в соответствии с выражением (6.21) будет

$$m = \frac{\sqrt{T_0^*/(T_0^* + \Delta T)}}{\left\{ 1 + \frac{\zeta_I^{(0)}}{\zeta_\Sigma} \left(\frac{F_{BIII}}{F_{BI}} \right)^2 \left[\frac{T_B}{T_B + \Delta T} \left(\frac{T_\lambda}{T_B} \right)^{0,64} - 1 \right] \frac{1}{\pi_\lambda} \right\}^{0,5}} =$$

$$= \frac{\sqrt{780/930}}{\left\{ 1 + \frac{3,0}{4,63} \left(\frac{45 \cdot 10^{-6}}{30 \cdot 10^{-6}} \right)^2 \left[\frac{780}{930} \left(\frac{1109}{780} \right)^{0,64} - 1 \right] \frac{1}{2,28} \right\}^{0,5}} = 0,9.$$

Из графика рис. 6.17 при $\pi_\lambda = 2,28$ находим $\bar{G}_B = 0,09$ и согласно выражению (6.23)

$$G'_B = \frac{m \bar{G}_B p_{III} F_{III}}{\sqrt{T_B} \left[\zeta_I^{(0)} \left(\frac{F_{BIII}}{F_{BI}} \right)^2 \frac{1}{\pi_\lambda} + \zeta_{III} \right]^{0,5}} =$$

$$= \frac{0,9 \cdot 0,09 \cdot 0,54 \cdot 10^6 \cdot 45 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{780} \left[3 \cdot \left(\frac{45 \cdot 10^{-6}}{90 \cdot 10^{-6}} \right)^2 \frac{1}{2,28} + 1,5 \right]^{0,5}} = 0,0334 \text{ кг/с};$$

$$\bar{G}_{охл} = \frac{G'_B z}{G_r} 100\% = \frac{0,0334 \cdot 82}{160} 100 = 1,71\%.$$

Здесь $\Delta T = 150^\circ$ — подогрев воздуха в лопатке;

$$p_{III} = \frac{p_r^*}{\pi_\lambda} = \frac{1,23 \cdot 10^6}{2,28} = 0,54 \text{ МПа}.$$

Если бы в расчет была введена большая на 20° величина подогрева воздуха в лопатке, т. е. $\Delta T = 180 \text{ К}$, то относительный расход охлаждающего воздуха составил бы 1,67%.

Полученный результат свидетельствует о том, что через лопатку пройдет принятый при расчете ее температуры расход охлаждающего воздуха.

В практике проектирования охлаждаемых лопаток могут встретиться случаи, когда бывает затруднительно оценить величину подогрева воздуха в лопатке или когда требуется более точное определение относительного расхода охлаждающего воздуха. Тогда необходимо пользоваться зависимостью (6.22), что, в свою очередь, требует, как уже указывалось, детального расчета процесса теплообмена в лопатке.

Более просто решить эту задачу можно, воспользовавшись зависимостью изменения соотношения расходов охлаждающего воздуха через лопатку при изотермическом течении и при течении в реальных условиях ее работы (m) от температуры воздуха и лопатки, полученной в результате экспериментального исследования охлаждаемых лопаток при перепаде давления воздуха $\pi_\lambda \approx 2,2 \div 2,5$ (рис. 6.18).

Для этого рассчитывается расходная характеристика лопатки заданных размеров при изотермическом течении, по ней определяется расход неподогреваемого (холодного) воздуха $G_{B,хол}$ при отношении давлений, соответствующем условиям,

в которых работает лопатка, и вносится поправка на величину m , взятую из графика на рис. 6. 18. Последовательность расчета следующая.

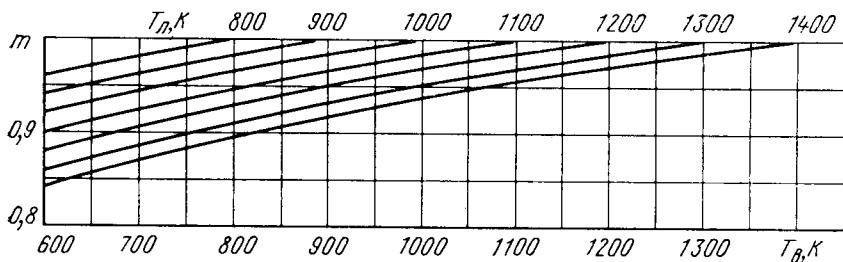


Рис. 6. 18. Зависимость коэффициента m от температуры лопатки и охлаждающего воздуха при $\pi_d = 2,2 \div 2,5$ и $p_2 \geq B_0$

Задаются различными отношениями давлений и, полагая, что давление на выходе барометрическое (по МСА), а температура воздуха $T_b = 288$ К, подсчитывают расход воздуха через лопатку по уравнению

$$G_{в.хол} = \mu m \frac{P_b^*}{\sqrt{T_b^*}} F_{в III} q \text{ (кг/с при } k = 1,4 \text{ и } m = 0,0404).$$

При этом коэффициент расхода воздуха через лопатку определяют, пренебрегая гидравлическим сопротивлением на срединном участке лопатки из-за его малости, из соотношения

$$\mu = \frac{1}{\left[\zeta_I^{(0)} \left(\frac{F_{в III}}{F_{в I}} \right)^2 \frac{1}{\pi_d} + \zeta_{III} \right]^{0,5}} = \frac{1}{\left[3 \left(\frac{45,0 \cdot 10^{-6}}{30 \cdot 10^{-6}} \right)^2 \frac{1}{\pi_d} + 1,5 \right]^{0,5}}.$$

$G, \text{ кг/с}$

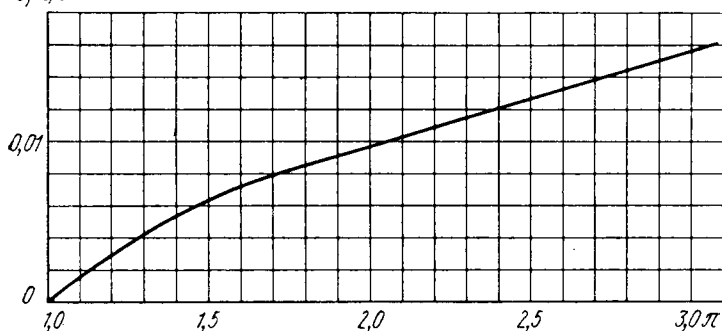


Рис. 6. 19. Расходная характеристика через внутренние каналы воздушного охлаждения рассчитываемой лопатки с дефлектором

Данные расчета сведены в табл. 6. 2 и представлены в виде графика на рис. 6. 19.

Таблица 6.2

Отношение давлений π_d	1,5	2,0	2,5	3,0
Коэффициент расхода μ	0,408	0,453	0,485	0,517
Секундный расход воздуха $G_{в.охл}$	$6,36 \cdot 10^{-3}$	$9,8 \cdot 10^{-3}$	$12,60 \cdot 10^{-3}$	$15,5 \cdot 10^{-3}$

Приведенный к расчетным параметрам расход охлаждающего воздуха через одну лопатку при $\bar{G}_{охл}=1,6\%$ на расчетном режиме

$$\bar{G}_в = \frac{G_в \sqrt{T_в}}{p_{III} \pi_d} = \frac{0,0312 \sqrt{780}}{0,54 \cdot 2,28 \cdot 10^6} = 0,709 \cdot 10^{-6}.$$

Здесь

$$G_в = \frac{0,016 G_{р.к}}{z} = \frac{0,016 \cdot 160}{82} = 0,0312 \text{ кг/с}.$$

Отличие в приведенных расходах охлаждающего воздуха через лопатку при изотермическом течении $\bar{G}_{в.охл}$ и при течении с подогревом $G_в'$ учитывается коэффициентом m , который для рассматриваемого примера равен 0,83 (см. график на рис. 6.18).

Тогда

$$\bar{G}_в' = \frac{\bar{G}_в}{m} = \frac{0,709 \cdot 10^{-6}}{0,89} = 0,796 \cdot 10^{-6}.$$

Приведенный к стандартным атмосферным условиям (B_0 , T_0)

$$G_{в.пр} = \frac{\bar{G}_в' B_0 \pi_d}{\sqrt{T_0}} = \frac{0,796 \cdot 10^{-6} \cdot 1,0134 \cdot 10^5 \cdot 2,28}{\sqrt{288}} \approx 0,0108 \text{ кг/с}.$$

Таким образом, если этот расход воздуха будет проходить через лопатки при заданном перепаде давлений, то на расчетном режиме они пропустят заложенное в расчет количество $\bar{G}_{охл}=1,6\%$. Как видно из графика рис. 6.19, перепаду давлений $\pi_d=2,28$ соответствует расход воздуха $G_{в.охл}=0,0113 \text{ кг/с}$.

Следовательно, через лопатки будет проходить количество воздуха, обеспечивающее их охлаждение до заданной температуры ($0,0113 > 0,0108$).

Такой способ определения расхода охлаждающего воздуха через лопатку является менее точным чем по уравнениям (6.22) или (6.23), однако достаточным для предварительных расчетов при проектировании и для внесения в рабочий чертеж лопатки. Последнее необходимо для того, чтобы по расходу воздуха через изготовленную лопатку при заданном отношении давлений на входе и выходе из нее (например $\pi_d=2,0$), можно было судить о соответствии проходных сечений охлаждающих каналов заданным чертежом. Обычно расход воздуха измеряется при продувке лопатки, помещаемой в специальное приспособление, «технологическим» воздухом и сравнивается с расходом, указанным в чертеже.

6. 5. 2. Пример расчета температуры сопловой лопатки

При расчете температуры сопловой лопатки температуру газа определяют с учетом неравномерности поля температур на выходе из камеры сгорания. Степень этой неравномерности характеризуется коэффициентом τ , представляющим собой отношение разности температур газа максимальной в потоке $T_{г\max}^*$ и среднемассовой $T_{г.срм}^*$ к величине подогрева воздуха в камере сгорания, определяемой разностью температур $T_{г.срм}^* - T_k^*$:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{г\max}^* - T_{г.срм}^*}{T_{г.срм}^* - T_k^*}.$$

Такое определение степени неравномерности температурного поля газа на выходе из камеры сгорания предполагает, что при неизменном $\tau_{\max}$ разность между максимальной и среднемассовой температурой будет тем меньше, чем на меньшую величину подогревается воздух в камере сгорания.

Следовательно, если выбран такой закон регулирования двигателя, при котором с ростом скорости полета среднемассовое значение температуры газа перед турбиной остается постоянным, то при заданной величине степени неравномерности максимальная температура будет уменьшаться. В свою очередь и сама величина $\tau_{\max}$ тоже зависит от степени подогрева воздуха в камере сгорания и с ростом ее увеличивается. Это связано с тем, что камера в таком случае начинает работать на более богатых смесях, т. е. на меньших избытках воздуха.

В рассматриваемом примере расчета принимаем, что $\tau_{\max} = 0,25$; тогда $T_{г}^* = T_{г.срм}^* + \tau (T_{г.срм}^* - T_k^*) = 1373 + 0,25(1373 - 710) \approx 1540$ К. Температура охлаждающего воздуха, поступающего в лопатку с учетом подогрева на пути подвода, $T_{в}^* = T_k^* + 20^\circ = 730$ К.

Характерные размеры лопатки и внутренних каналов в обозначениях, принятых для рабочей лопатки, сведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Обозначение	Размер	Обозначение	Размер
$d_{гI}$	$6,2 \cdot 10^{-3}$ м	$d_{гII}$	$75,0 \cdot 10^{-3}$ м
$F_{гI}$	0,21 м ²	$F_{гII} = F_{гIII}$	0,09 м ²
$d_{вI}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$ м	$d_{вII}$	$1,2 \cdot 10^{-3}$ м
$F_{вI}$	$55 \cdot 10^{-6}$ м ²	$F_{вII}$	$70 \cdot 10^{-6}$ м ²
l	$5,0 \cdot 10^{-3}$ м	$d_{вIII}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$ м
r	$2 \cdot 10^{-3}$ м	$F_{вIII}$	$36 \cdot 10^{-6}$ м ²
R	$3,1 \cdot 10^{-3}$ м	z	52

Для определения температуры характерных участков лопатки задаемся относительным расходом охлаждающего воздуха $\bar{G}_{охл} = 1,8\%$ и по аналогии с расчетом температуры рабочей лопатки воспользуемся функциональными зависимостями (6.13), (6.15) и (6.17), представленными в виде графиков соответственно на рис. 6.11—6.13.

Подсчитаем входящие в них величины

$$\begin{aligned}\mathcal{F}_I &= \left(\frac{F_{гI}}{zF_{вI}} \right)^{0,71} \frac{d_{гI}^{0,29}}{l^{0,306}} \left(\frac{\mu_{III} F_{вIII}}{\mu_I F_{вI}} \right)^{0,306} = \\ &= \left(\frac{0,21}{52 \cdot 55 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,71} \frac{(6,2 \cdot 10^{-3})^{0,29}}{(5,0 \cdot 10^{-3})^{0,306}} \left(\frac{36 \cdot 10^{-6}}{55 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,306} = 21,3; \\ \text{Re}_{гI} &= \frac{G_{гI}}{F_{гI}} \frac{d_{гI}}{\mu_{гI}} = \frac{157}{0,21} \frac{6,2 \cdot 10^{-3}}{50 \cdot 10^{-6}} = 92,8 \cdot 10^3;\end{aligned}$$

$$\bar{G}_{охл} \text{Re}_{гI}^{0,21} \mathcal{F}_I = 1,8 (92,8 \cdot 10^{-3})^{0,21} 21,3 \cdot 10^{-2} = 4,22; \quad K_{фI} \approx \frac{r}{R} = 0,65.$$

$$\text{По графику рис. 6.11 } \theta_I \left(\frac{T_{гI}}{T_{вI}} \right)^{0,306} = 0,52; \quad \theta_I = 0,52 \left(\frac{730}{1540} \right)^{0,306} = 0,416.$$

$$\text{Тогда } T_{лI} = T_{г\max}^* - \theta_I (T_{г\max} - T_{вI}^*) = 1540 - 0,416 (1540 - 730) = 1205 \text{ К};$$

$$\mathcal{F}_{II} = \left(\frac{F_{гII}}{zF_{вII}} \right)^{0,8} \left(\frac{d_{гII}}{d_{вII}} \right)^{0,2} = 29,4; \quad \text{Re}_{гII} = \frac{G_{гI}}{zF_{гII}} \frac{d_{гII}}{\mu_{гI}} = 2,62 \cdot 10^6;$$

$$\bar{G}_{охл} \text{Re}_{гII}^{0,12} \mathcal{F}_{II} = 2,84. \quad \text{По графику рис. 6.12 } \theta_{II} \left(\frac{T_{гI}}{T_{вI}} \right)^{0,2} = 0,425;$$

$$\theta_{II} = 0,425 \left(\frac{730}{1540} \right)^{0,2} = 0,37 \text{ и } T_{лII} = 1540 - 0,370 (1540 - 730) = 1240 \text{ К}.$$

$$\mathcal{F}_{III} = \left(\frac{F_{гIII}}{zF_{вIII}} \right)^{0,8} \left(\frac{d_{гII}}{d_{вIII}} \right)^{0,2} = 49,8; \quad \bar{G}_{охл} \mathcal{F}_{III} = 0,896 \text{ и по графику}$$

$$\text{рис. 6.13 } \theta_{III} \left(\frac{T_{гI}}{T_{вI}} \right)^{0,2} = 0,46; \quad \theta_{III} = 0,46 \left(\frac{730}{1540} \right)^{0,2} = 0,4;$$

$$T_{лIII} = 1540 - 0,4 \cdot 810 = 1216 \text{ К}.$$

Расчет количества воздуха, которое пройдет через лопатку, проводится так же, как и для рабочей лопатки.

Посмотрим, насколько изменится температура участков лопатки в полете со скоростью $M_{п} = 2,2$ на высоте $H = 11$ км. При этом пренебрегаем изменением относительного расхода охлаждающего воздуха из-за изменения режима течения в каналах системы охлаждения и учитываем лишь влияние его температуры. Иными словами, будем считать, что относительный расход охлаждающего воздуха изменится обратно пропорционально квадратному корню из отношения температур. Следовательно,

$$\bar{G}_{охл.п} = \bar{G}_{охл} \sqrt{\frac{T_{н}^*}{T_{н.п}^*}} = 1,8 \sqrt{\frac{313}{426}} \cong 1,55\%.$$

Среднемассовая температура газа перед турбиной увеличится и станет равной $T_{зсрм}^* = 1395 \text{ К}$, температура воздуха за компрессором возрастет до $T_{н}^* = 823 \text{ К}$, а степень неравномерности температуры газа на входе в турбину

уменьшится. Примем, что $\tau_{\max} = 0,20$. Тогда $T_{г\max}^* = T_{г.срм}^* + \tau(T_{г.срм}^* - T_{к}^*) = 1395 + 0,20(1395 - 823) = 1510$ К.

Таким образом, расчетная (максимальная) температура газа, поступающего в лопатки соплового аппарата, уменьшилась по сравнению с предыдущим режимом на $\sim 30^\circ$. Если пренебречь изменением чисел Рейнольдса $Re_{гI}$ и $Re_{гII}$, связанным с некоторым уменьшением кинематической вязкости и влиянием этого изменения на величину комплексов, отложенных на оси абсцисс графиков рис. 6.11 и 6.12, куда они входят в степени 0,21 и 0,12 соответственно, то получится, что значения этих комплексов изменятся пропорционально относительному расходу воздуха.

Следовательно,

$$(\bar{G}_{охл} Re_{гI}^{0,21} \mathcal{F}_I)_н = 4,22 \frac{1,55}{1,8} = 3,63;$$

$$\theta_I \left(\frac{T_{гI}}{T_{вI}} \right)^{0,306} = 0,49; \theta_I = 0,49 \left(\frac{823}{1510} \right)^{0,306} = 0,408.$$

Тогда температура входной кромки лопатки будет $T_{гI} = 1510 - 0,408 \cdot 687 = 1230$ К, т. е. повысится на 25° .

Для срединного участка лопатки

$$(\bar{G}_{охл} Re_{гII}^{0,12} \mathcal{F}_{II})_н = 2,84 \frac{1,55}{1,8} = 2,44; \theta_{II} \left(\frac{T_{гII}}{T_{лII}} \right)^{0,2} = 0,39 \text{ и}$$

$\theta_{II} = 0,346$, а $T_{лII} = 1510 - 0,346 \cdot 687 = 1273$ К тоже возрастет на 33° . И для выходной кромки лопатки $(\bar{G}_{охл} \mathcal{F}_{III})_н = 0,77$; $\theta_{III} \left(\frac{T_{гIII}}{T_{лIII}} \right)^{0,2} = 0,42$; $\theta_{III} = 0,372$ и $T_{лIII} = 1255$ К, что превышает температуру участка выходной кромки по сравнению со стендовым режимом на $\sim 40^\circ$.

В приведенном примере показано, как можно определить температуру охлаждаемой лопатки на различных режимах работы двигателя, пользуясь при этом зависимостями (6.13), (6.15) и (6.17).

Эти зависимости дают возможность оценить влияние на эффективность охлаждения отклонений от принятых в расчете характерных размеров элементов лопатки, что весьма важно для выбора методов контроля лопаток и обоснования величины допустимых отклонений при их изготовлении. Допустим, что при изготовлении сопловой лопатки, расчет которой проводился в качестве примера, увеличился бы зазор между внутренней поверхностью лопатки и дефлектором на участке вогнутой и выпуклой части лопатки δ_{II} на 0,2 мм. Увеличение этого зазора не повлияет на расходную характеристику лопатки потому, что в данном случае лимитирующим расход воздуха через охлаждающие каналы является сечение в выходной кромке лопатки, а изменение сопротивления рассматриваемого участка лопатки не окажет заметного влияния на коэффициент расхода потому, что оно по сравнению с гидравлическим сопротивлением входной и выходной кромок чрезвычайно мало. Следовательно, при таком изменении зазора δ_{II} относительный расход охлаждающего воздуха останется неизменным. Изменится лишь геометрическая характеристика лопатки, которая находит отражение в параметре $\mathcal{F}_{II}$, куда входят $d_{вII}$ и $F_{вII}$, претерпевшие изменения.

При новых значениях $d_{в\ II}=1,6 \cdot 10^{-3}$ м и $F_{в\ II}=93,5 \cdot 10^{-6}$ м²; $\mathcal{F}_{II}=14,1$; $\overline{G}_{охл} Re_{г\ II} \mathcal{F}_{II}=1,36$. Это соответствует (см. рис. 6.12) $\theta_{II} \left(\frac{T_{г}}{T_{в}} \right)^{0,2} = 0,270$ и $\theta_{II}=0,249$ и температуре лопатки $T_{л}=T_{г}^*-\theta_{II}(T_{г}^*-T_{в}^*)=1346$ К. Таким образом, температура лопатки на рассматриваемом участке возросла на 70° по сравнению с расчетной, когда $\delta_{II}=0,6$ мм.

Еще большее влияние на изменение температуры лопатки на участке входной кромки оказало бы увеличение по сравнению с расчетным значением отверстий в дефлекторе. Так, например, при увеличении ширины этих отверстий тоже на 0,2 мм площадь их возросла бы на 25%, примерно настолько же увеличился бы гидравлический диаметр отверстий $d_{в\ I}$ и комплекс $\overline{G}_{охл} Re_{г\ I}^{0,21} \mathcal{F}_I$ уменьшился бы с 4,22 до 3,34. При этом учитывалось, что увеличение δ_I в указанных пределах практически не повлияет на изменение расхода охлаждающего воздуха. Полученному при этом по графику на рис. 6.11 значению $\theta_I \left(\frac{T_{г}}{T_{в}} \right)^{0,306} = 0,475$ соответствует $\theta_I=0,379$ и $T_{л\ I}=1233$ К, т. е. входная кромка будет иметь температуру на 30° выше.

Из этих примеров видно, насколько серьезные требования должны предъявляться к тщательности изготовления охлаждаемых лопаток.

СТЕПЕНЬ НАГРУЖЕННОСТИ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ С ОХЛАЖДАЕМЫМИ ЛОПАТКАМИ

7.1. ТЕМПЕРАТУРА ОХЛАЖДАЕМОЙ ЛОПАТКИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КОЭФФИЦИЕНТА НАГРУЗКИ СТУПЕНИ

Для определения температуры газа, обтекающего рабочую лопатку турбины, в зависимости от величины коэффициента нагрузки, характеризующего степень нагруженности ступени турбины, воспользуемся выражением (3.11), записав его в виде

$$(T_w^*)_B = T_0^* - \frac{u_B^2}{2 \frac{k}{k-1} R} \left(\mu_B \frac{2K_a}{K_a + 1} + 1 \right),$$

откуда разность между заторможенной температурой газа перед сопловым аппаратом и температурой, заторможенной по относительной скорости потока газа, поступающего на рабочую лопатку, будет

$$\Delta T_w = T_0^* - (T_w^*)_B = \frac{u_B^2}{2 \frac{k}{k-1} R} \left(\mu_B \frac{2K_a}{K_a + 1} + 1 \right). \quad (7.1)$$

Из этих выражений видно, что чем больше величина μ_B , тем больше ΔT_w и тем меньше температура газа, поступающего на рабочую лопатку при неизменном значении T_0^* .

Увеличивать степень нагруженности ступени турбины можно либо путем уменьшения окружной скорости, т. е. например, при неизменной частоте вращения ротора, определяемой зачастую компрессором, уменьшать диаметр турбины, либо при неизменной окружной скорости, увеличивая работу, отнимаемую от 1 кг газа, протекающего через турбину.

В обоих случаях коэффициент нагрузки $\mu_B = L_T/u^2$ будет расти. Очевидно, что, если увеличение коэффициента нагрузки будет происходить за счет уменьшения окружной скорости, то температура газа, поступающего на лопатки, будет не уменьшаться, а увеличиваться потому, что ΔT_w будет уменьшаться. Поэтому нет необходимости рассматривать этот случай, ибо он практически не встречается.

Увеличение коэффициента нагрузки при неизменном значении окружной скорости всегда будет приводить к росту ΔT_w , а значит к уменьшению T_w^* .

На рис. 7.1 показано относительное изменение $(\overline{\Delta T_w})_B = (\Delta T_w)_B / (\Delta T_w)_{B0}$ при увеличении коэффициента нагрузки от $\mu_{B0} = 2,0$, которому соответствует $(\Delta T_w)_{B0}$, до $\mu_B = 2,6$. При этом коэффициент $K_a = c_{1a}/c_{2a}$ принят равным единице, т. е. предполагается, что с увеличением коэффициента нагрузки величина сте-

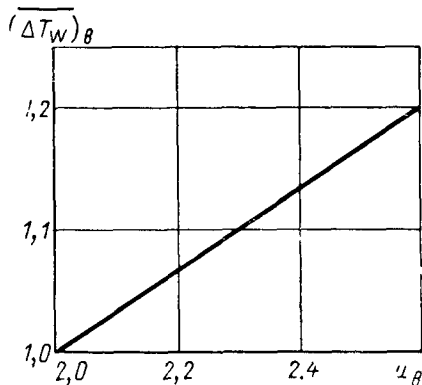


Рис. 7.1. Относительное изменение разности температур газа перед турбиной и на рабочей лопатке в зависимости от коэффициента нагрузки

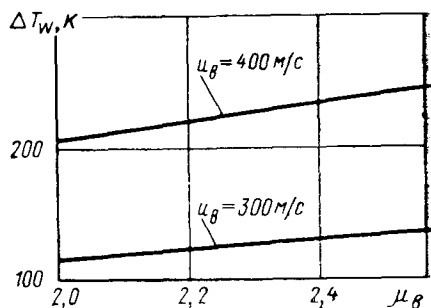


Рис. 7.2. Изменение разности температур ΔT_w в зависимости от коэффициента нагрузки

пени реактивности на внутреннем диаметре рассматриваемой ступени сохраняется неизменной и близкой к нулю. Если K_a будет иметь значение, отличное от единицы ($K_a < 1$), то относительное изменение температуры $(\overline{\Delta T_w})_B$ будет меньше, чем представлено на рис. 7.1, и при необходимости его можно учесть.

Из рис. 7.1 видно, что при увеличении степени нагруженности ступени турбины на 20%, т. е. при $\mu_B = 2,4$, относительное уменьшение температуры составляет 13%. Если принять, например, $u_B = 400$ м/с, то уменьшение температуры газа, поступающего на рабочие лопатки, будет равно 27° , а при $u_B = 300$ м/с всего лишь 15° (рис. 7.2). Если бы лопатка была неохлаждаемой, то с точностью до постоянства коэффициента восстановления настолько же уменьшилась бы ее температура.

Изменение температуры охлаждаемой лопатки, как известно, не следует непосредственно за изменением температуры обтекающего ее газа, а зависит от соотношения температур газа и воздуха и от интенсивности охлаждения.

Для заданного режима работы турбины, характеризуемого в данном случае температурами газа T_w^* и охлаждающего воз-

духа $T_{\text{в}}^*$, эта зависимость определяется отношением $\theta = \frac{T_w^* - T_{\text{л}}}{T_w^* - T_{\text{в}}^*}$,

которое с учетом выражения (7.1) может быть преобразовано так:

$$T_{\text{л}} = (1 - \theta)(T_0^* - \Delta T_w) + \theta T_{\text{в}}^*, \quad (7.2)$$

где T_0^* — температура газа перед сопловым аппаратом.

Из выражения (7.2) видно, что чем меньше интенсивность охлаждения θ , тем на большую величину при неизменных T_0^* и $T_{\text{в}}^*$ снижается температура лопатки $T_{\text{л}}$ с увеличением степени нагруженности турбины, т. е. с увеличением ΔT_w . Однако при этом абсолютное значение температуры лопатки будет возрастать.

Так, например, при $T_0^* = 1490$ К, $T_{\text{в}}^* = 810$ К, $u_{\text{в}} = 400$ м/с, $\mu_{\text{в}0} = 2,0$ и $\theta = 0,5$ температура лопатки будет равна 1046 К. С увеличением коэффициента нагрузки $\mu_{\text{в}}$ на 20% ΔT_w возрастет на 13% (см. рис. 7.1) и при этом температура лопатки будет $T_{\text{л}} = 1033$ К, т. е. уменьшится на 13°. Если бы при неизменных всех прочих условиях интенсивность охлаждения была бы $\theta = 0,4$, когда $T_{\text{л}} = 1093$ К, то увеличение степени нагруженности ступени на те же 20% привело бы к уменьшению температуры лопатки с 1093 до 1077 К, т. е. на 16°. При этом, как видно, абсолютное значение температуры лопатки увеличилось на $\sim 45^\circ$.

В рассмотренном примере предполагалось, что с увеличением коэффициента нагрузки интенсивность охлаждения остается неизменной и равной ее значению при $\mu_{\text{в}0} = 2,0$. В действительности увеличение нагрузки на ступень турбины с охлаждаемыми лопатками сопровождается увеличением интенсивности охлаждения θ . Объясняется это главным образом тем, что с увеличением нагрузки увеличивается степень расширения газа в ступени $\pi_{\text{ст}}$, а следовательно, возрастает перепад давлений в системе охлаждения $\pi_{\text{охл}}$. Благодаря этому при выбранной форме и размерах каналов, по которым течет охлаждающий воздух, скорость его возрастает. Пропорционально увеличению скорости воздуха увеличится и его расход, потому что гидравлическое сопротивление охлаждающих каналов практически останется неизменным (см. § 6.4).

Относительное увеличение степени расширения $\pi_{\text{ст}} =$

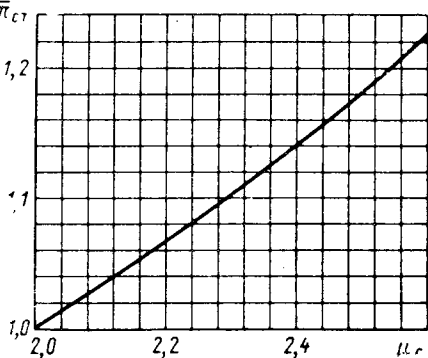


Рис. 7.3. Относительное изменение степени расширения газа в ступени турбины в зависимости от коэффициента нагрузки

$= \pi_{ст}/\pi_{ст0}$ в зависимости от степени нагруженности ступени турбины представлено на рис. 7.3. При построении этого графика учитывалось изменение к. п. д. ступени с ростом μ_v в соответствии с графиком рис. 2.3.

Зависимость интенсивности охлаждения различных вдоль обвода профиля участков лопатки с внутренним дефлектором от относительного расхода охлаждающего воздуха характеризуется графиками, представленными на рис. 6.10, 6.11 и 6.12. Если вос-

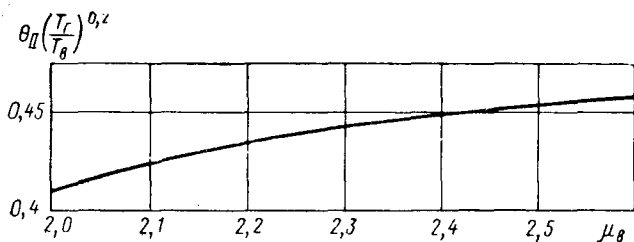


Рис. 7.4. Изменение интенсивности охлаждения срединного участка профиля лопатки в зависимости от коэффициента нагрузки

пользоваться этими графиками, зависимостью относительного изменения степени расширения газа в ступени $\pi_{ст}$ от величины коэффициента нагрузки μ_v и расходной характеристикой рассматриваемой лопатки $\bar{G}_v = f(\pi_{ох.л})$ (см. рис. 6.17), то с точностью до постоянства $Re_{rI}^{0,21}$ и $Re_{rII}^{0,12}$ можно получить зависимость изменения интенсивности охлаждения θ от величины коэффициента нагрузки.

Такая зависимость для срединного по обводу профиля участка лопатки (вогнутой и выпуклой части) представлена в виде графика на рис. 7.4.

Следовательно, для того чтобы определить, насколько можно понизить температуру охлаждаемой лопатки, увеличивая степень нагруженности ступени турбины, нужно в уравнение (7.2) подставить значение θ , соответствующее изменению $\Delta T_w = f(\mu_v)$.

Покажем это на примере.

Пусть на режиме работы двигателя, определяющем минимально допустимый запас прочности охлаждаемой лопатки, температура газа перед турбиной будет $T_0^* = 1550$ К, температура воздуха, поступающего на охлаждение лопатки, $T_v^* = 810$ К, окружная скорость на внутреннем диаметре рабочего колеса турбины (в корневом сечении лопатки) $u_v = 400$ м/с и коэффициент нагрузки $\mu_v = 2,0$.

Согласно уравнению (7.1) разность между температурами потока газа перед сопловым аппаратом турбины T_0^* и поступающего на рабочие лопатки $(T_w^*)_в$ при $K_a = 1,0$ (т. е. наибольшая разность температур)*

* Обозначения приняты как и в гл. VI: $T_w^* = T_r$; $T_v^* = T_b$.

$$\Delta T_w = \frac{400^2}{2 \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 288,4} (2,0 + 1) \cong 210 \text{ K},$$

а $(T_w^*)_B = T_r = 1550 - 210 = 1340 \text{ K}.$

По графику рис. 7.4 при $\mu_B = 2,0$ $\theta_{II} \left(\frac{T_r}{T_B} \right)^{0,2} = 0,41$, откуда

$$\theta_{II} = \frac{0,41}{(1340/810)^{0,2}} = 0,371.$$

Тогда температура лопатки в соответствии с выражением (7.2) будет $T_L = (1 - 0,371) (1550 - 210) + 0,371 \cdot 810 = 1144 \text{ K}.$

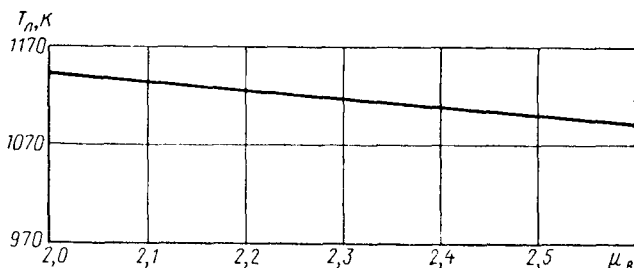


Рис. 7.5. Изменение температуры охлаждаемой лопатки в зависимости от коэффициента нагружки

Если провести такие расчеты для различных значений μ_B , то можно определить изменение температуры охлаждаемой лопатки в зависимости от величины μ_B , представленное в виде графика на рис. 7.5 (в данном случае для срединного участка профиля лопатки). Из этого графика видно, что при увеличении μ_B на 20% (от $\mu_{B0} = 2,0$ до $\mu_B = 2,4$) температура лопатки снижается не на 13 или 16°, как это было в предыдущем примере, а на 34°.

Такое понижение температуры рабочей лопатки дало бы возможность увеличить температуру газа перед турбиной, если это позволяет прочность лопаток соплового аппарата. Это увеличение температуры газа можно определить, пользуясь графиками на рис. 7.2 и рис. 7.4 и уравнением (7.2), приводя его к виду

$$T_0^* = \frac{(T_L + \Delta T_w) - \theta (T_B^* + \Delta T_w)}{1 - \theta}.$$

Тогда при $\mu_B = 2,4$, $\Delta T_w = 235$ и $\theta_{II} = 0,407$

$$T_0^* = \frac{(1144 + 235) - 0,407 (810 + 235)}{1 - 0,407} = 1610 \text{ K}.$$

Следовательно, так как при температуре материала лопатки, равной 1143 K, обеспечивается нормированный запас прочности, то температуру газа перед турбиной можно увеличить на $\Delta T = 1610 - 1550 = 60^\circ$.

Если из условий прочности лопаток соплового аппарата нельзя воспользоваться таким увеличением температуры газа или если этому препятствуют другие обстоятельства, такие, например, как большая неравномерность температурного поля на

выходе из камеры сгорания, необходимость вводить охлаждение лопаток последующих ступеней турбины и др., то понижение температуры рабочей лопатки путем увеличения степени нагруженности турбины может дать возможность при сохранении нормированного запаса прочности уменьшить вес турбины.

Однако, прежде чем этим воспользоваться, нужно посмотреть, насколько возрастут напряжения в лопатке из-за увеличения кольцевой площади, ометаемой рабочими лопатками F_2 , вызванного необходимостью сохранения допустимой величины безразмерной скорости λ_{2c} или числа M_{2c} на выходе из турбины.

7.2. ИЗМЕНЕНИЕ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ОХЛАЖДАЕМОЙ ЛОПАТКИ ПРИ УВЕЛИЧЕНИИ СТЕПЕНИ НАГРУЖЕННОСТИ СТУПЕНИ

Воспользовавшись выражением (3.2) с учетом соотношения (2.25) и зависимостью $\eta_T^* = f(\mu_B)$ в соответствии с графиком рис. 2.3 для $M_{2c} = 0,5$, можно определить относительное изменение площади $\bar{F}_2 = F_2/F_{20}$ при увеличении степени нагруженности турбины.

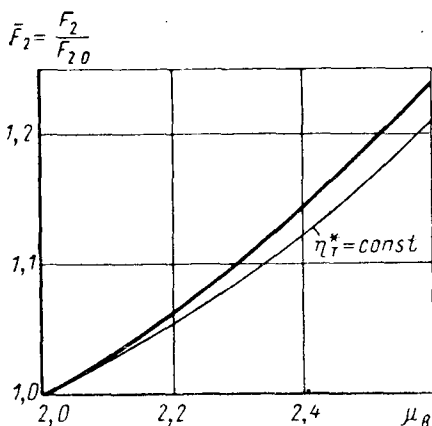


Рис. 7.6. Относительное изменение кольцевой площади, ометаемой рабочими лопатками, в зависимости от коэффициента нагрузки

Это относительное изменение площади применительно к рассматриваемому примеру приведено в виде графика на рис. 7.6, из которого видно, что при увеличении коэффициента нагрузки ступени турбины на 20% от $\mu_{B0} = 2,0$ до $\mu_B = 2,4$ для сохранения неизменным числа M_{2c} площадь на выходе из турбины F_2 необходимо увеличить на 14%. Насколько же согласно выражению (3.5) увеличатся напряжения от действия центробежных сил. При неизменном отношении остатка некомпенсированных изгибных напряжений к напря-

жениям растяжения $\sigma_{изг}/\sigma_p$, определяемом отношением G_{max}/G_0 (см. рис. 3.4), суммарные напряжения также возрастут прямо пропорционально увеличению площади на выходе из рабочих лопаток турбины $\bar{F}_2$. Это следует из соотношения (3.7), согласно которому

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_p (1 + m), \quad (7.3)$$

где
$$m = \frac{\sigma_{изг}}{\sigma_p}.$$

В свою очередь

$$\sigma_{изг} = \sigma_{изг}^{(r)} - \sigma_{изг}^{(u)}. \quad (7.4)$$

Здесь $\sigma_{изг}^{(r)}$ — напряжения изгиба, вызванные действием изгибающих моментов от газодинамических сил M_r ;

$\sigma_{изг}^{(u)}$ — напряжения изгиба, вызванные действием моментов от центробежных сил $M_{ц}$;

$\sigma_{изг}$ — остаток нескомпенсированных напряжений изгиба, вызванных действием разности моментов от газодинамических и центробежных сил $M_r - M_{ц}$.

Подставив выражение (7.4) в соотношение (7.3) и преобразовав его, получим

$$m = \frac{\sigma_{изг}^{(r)}}{\sigma_p} (1 - K), \quad (7.5)$$

где $K = \sigma_{изг}^{(u)} / \sigma_{изг}^{(r)}$.

Следовательно, вводя компенсацию, можно подобрать такое значение K , при котором при изменении величин $\sigma_{изг}^{(r)}$ и σ_p , связанном с изменением μ и L_T , коэффициент m оставался бы постоянным.

У подавляющего большинства охлаждаемых лопаток малая относительная длина (первые ступени турбины) и большая относительная толщина и таким образом сравнительно большой момент сопротивления изгибу так, что доля нескомпенсированного остатка напряжений изгиба в суммарных напряжениях мала. Поэтому постоянство коэффициента m будет соответствовать практически наиболее благоприятным условиям компенсации, при которых на режимах работы двигателя, отличных от расчетного, запас прочности не будет меньше допустимого.

В этом случае, когда напряжения изгиба $\sigma_{изг}^{(r)}$ относительно велики, то при условии $m = \text{const}$ абсолютная величина нескомпенсированных напряжений изгиба на других режимах работы двигателя может возрасти на столь большую величину, что суммарные напряжения превысят допустимые. В этих случаях изменение допустимой величины остатка нескомпенсированных изгибных напряжений должно определяться путем подробных расчетов, обычно производимых при рабочем проектировании.

Как показано на стр. 177—178, уменьшение температуры лопатки с 1144 до 1110 К путем увеличения степени нагруженности турбины приводит к увеличению напряжений в ней на 14%

Для лопатки, изготовленной, например, из сплава ЖС6-К, уменьшение температуры ее в указанных пределах, как следует из графика рис. 3.5, увеличивает разрушающие напряжения при времени работы двигателя на рассматриваемом режиме в течение, скажем, ста часов с $37 \cdot 10^4$ до $43 \cdot 10^4$ кН/м², т. е. на 16%. Следовательно, в нашем примере величина запаса прочности в лопатке остается практически неизменной.

Чем менее жаропрочен материал, тем он более чувствителен к изменению температуры. Если бы лопатка была изготовлена из менее жаропрочного сплава, например, ЭИ929 и обладала бы необходимым запасом прочности в рассматриваемом диапазоне температур, то при условиях таких же, как в рассмотренном примере, разрушающие напряжения у нее возросли бы с $24,5 \cdot 10^4$ до $32 \cdot 10^4$ Н/м², т. е. на 30%. Этим можно было бы воспользоваться, либо для уменьшения массы турбины, либо для повышения температуры газа, поступающего в нее.

В связи с этим следует заметить, что чем более жаропрочен материал, из которого изготовлена охлаждаемая лопатка, тем

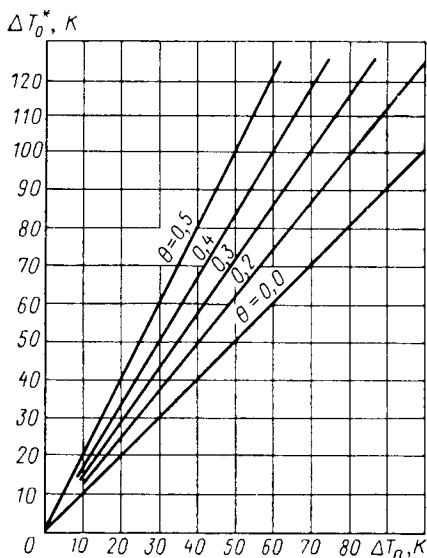


Рис. 7.7. Приращение температуры газа перед турбиной в зависимости от приращения допустимой температуры охлаждаемой лопатки

больший эффект даст повышение интенсивности ее охлаждения. Это наглядно иллюстрируется графиком, представленным на рис. 7.7, где по оси абсцисс отложена величина приращения температуры, характеризующая повышение жаропрочности материала лопатки, т. е. приращение допустимой температуры лопатки, а по оси ординат — величина соответствующего приращения температуры газа перед турбиной.

Если бы лопатка была не охлаждаемой ($\theta = 0$), то изготовление ее из материала, допускающего повышение температуры, например, на 50° дало бы возможность на столько же повысить температуру газа перед турбиной. Если же сделать из этого материала охлаждаемую лопатку, то чем больше интенсивность ее охлаждения,

тем на большую величину можно было бы повысить температуру газа. Так, при $\theta = 0,5$ повышение допустимой температуры лопатки на те же 50° дает возможность увеличить температуру газа перед турбиной (при $\Delta T_w = \text{idem}$) на 100° , т. е. на величину в два раза большую. Следовательно, чем более жаропрочен материал, тем выгоднее применять охлаждаемые лопатки с высокой интенсивностью охлаждения.

Увеличим в приведенном выше примере степень нагруженности турбины до 30% и по аналогии с предыдущим определим связанное с этим уменьшение температуры лопатки и увеличение напряжений в ней. В результате расчета, проведенного по аналогии с предыдущим, получим, что напряжения в ней возрастут на 24% и на столько же увеличатся разрушающие напряжения.

Следовательно, и запас прочности останется неизменным, а к. п. д. турбины ухудшится.

По-другому в нашем примере будет сказываться на изменении запаса прочности увеличение степени нагруженности турбины, у которой окружная скорость на внутреннем диаметре будет меньше 400 м/с, скажем, 300 м/с. Одновременно изменим температуру газа перед турбиной T_0^* и охлаждающего воздуха на столько, чтобы температура лопатки при $\mu_{в0}=2,0$, как и в предыдущем примере, была равна 1144 К.

Если у такой ступени увеличить коэффициент нагрузки на 20%, то это приведет к уменьшению температуры лопатки только на 20° и запаса прочности на 4%. Для того чтобы сохранить его, необходимо увеличить ширину лопатки, что приведет к увеличению веса турбины, или уменьшить температуру газа.

Во всех приведенных примерах рассматривалось нижнее сечение лопатки в предположении, что именно оно имеет минимальный запас прочности. Изложенный подход к оценке влияния степени нагруженности ступени турбины с охлаждаемыми лопатками на их температуру применим независимо от того, какое сечение по длине лопатки имеет минимальный запас прочности. При этом величины определяющих параметров нужно брать соответственно рассматриваемому сечению.

Температуру охлаждаемой лопатки можно уменьшить при практически неизменном к. п. д. турбины путем увеличения работы, отнимаемой от 1 кг газа, протекающего через турбину L_T , если при этом степень нагруженности остается неизменной. Это означает, что квадрат окружной скорости будет увеличиваться пропорционально увеличению L_T и настолько же согласно выражению (7.1) будет увеличиваться ΔT_w .

Увеличивать окружную скорость рабочей лопатки можно двумя путями — увеличением диаметра ротора при неизменной частоте его вращения или увеличением частоты вращения при неизменном диаметре.

Расчетный анализ применительно к первой ступени турбины с охлаждаемыми лопатками обычного двухвального двигателя показал, что, если увеличивать диаметр турбины при постоянной частоте вращения и при этом для сохранения неизменным к. п. д. турбины не только сохранять неизменным коэффициент нагрузки μ , но и оставить постоянными число M_{2c} и относительный шаг решетки t/b на среднем диаметре, то рост L_T сверх определенной величины при сохранении одинаковых запасов прочности в рабочей лопатке и диске приведет к увеличению массы турбины. При этом принималось, что ширина рабочей лопатки также останется неизменной, т. е. размеры лопатки (кроме длины), а следовательно, и внутренние каналы, по которым течет охлаждающий воздух, останутся неизменными. Следовательно, число лопаток увеличится пропорционально увеличению диаметра.

Результаты этих расчетов представлены в виде графика на рис. 7.8, из которого видно, что увеличение ΔL_T на 20% приводит к увеличению суммарного веса G турбины на 25%. Происходит это в основном за счет увеличения веса диска.

К еще большему (почти в два раза) увеличению веса турбины приводит увеличение окружной скорости путем увеличения частоты вращения ротора при постоянном диаметре турбины. Так как при этом рост напряжений в лопатке [см. (3.5)] обгоняет

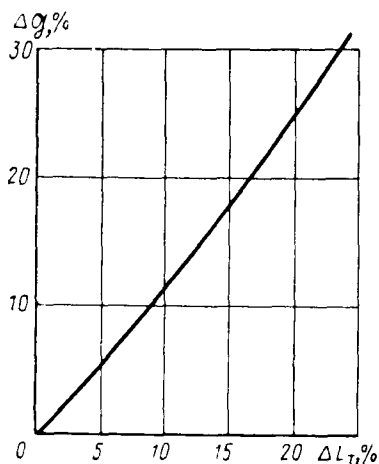


Рис. 7.8. Изменение веса турбины с охлаждаемыми лопатками в зависимости от увеличения работы L_T

увеличение допустимых напряжений, связанное с уменьшением температуры лопатки, то для того чтобы сохранить неизменным запас прочности в лопатке, приходится еще и уменьшать температуру газа перед сопловым аппаратом турбины.

Из приведенного анализа следует, что целесообразная величина степени нагруженности ступени турбины с охлаждаемыми лопатками определяется интенсивностью охлаждения, жаропрочностью материала лопатки, величиной допустимой температуры лопатки, долей в суммарных напряжениях в лопатке остатка нескомпенсированных напряжений от изгиба, величиной гидравлического сопротивления каналов

системы охлаждения, величиной окружной скорости лопаток, допустимой величиной безразмерной скорости газа на выходе из турбины, изменением к. п. д. в зависимости от коэффициента нагрузки, числом ступеней, распределением работы между ними, количеством среди них ступеней с охлаждаемыми лопатками и типом и назначением двигателя.

Если из общего числа ступеней турбины, равного, например, четырем, только первая будет с охлаждаемыми лопатками, то ухудшение ее к. п. д. в связи с увеличением степени нагруженности и, следовательно, с увеличением относительного расхода охлаждающего воздуха может не оказать заметного влияния на к. п. д. всей турбины. Или для ТРДФ, работающего преимущественно на форсажных режимах, некоторое ухудшение к. п. д. турбины в силу увеличенной нагруженности ступени с охлаждаемыми лопатками практически может не оказать заметного влияния на высотно-скоростные характеристики двигателя.

Следовательно, степень нагруженности турбины с охлаждаемыми лопатками должна определяться в каждом конкретном случае с учетом всех перечисленных факторов.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ

Рассмотрим основные особенности и последовательность газодинамического расчета многоступенчатых турбин.

8.1. ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ПОРЯДОК РАСЧЕТА МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Исходными данными для расчета являются:

расход газа — G_T кг/с;

параметры заторможенного потока газа перед сопловым аппаратом турбины p_0^* и T_0^* ;

частота вращения ротора турбины n об/мин;

потребная работа L_T или мощность турбины N_T .

Расчет турбины включает выбор схемы проточной части, числа ступеней и распределение работы между ними, выбор основных расчетных параметров ступеней, определение размеров сопловых аппаратов и рабочих колес всех ступеней, определение параметров газа за турбиной. При выборе основных расчетных параметров турбины и ее ступеней необходимо исходить из условия получения заданной мощности с минимальными потерями при минимальном весе и габаритах турбины, а также из условия согласования параметров турбины и компрессора.

При расчете отдельных ступеней необходимо учитывать следующие особенности многоступенчатых турбин.

1. Параметры заторможенного по абсолютной скорости потока газа на выходе из предыдущей ступени являются исходными параметрами заторможенного потока при расчете последующей ступени.

2. Вследствие возврата тепла к. п. д. всей многоступенчатой турбины больше к. п. д. отдельно взятой ступени. Физически это объясняется тем, что тепло, выделившееся в результате гидравлических сопротивлений в предыдущей ступени, увеличивает теплосодержание и, следовательно, располагаемую работу расширения газа в последующих ступенях.

Возврат тепла и соответствующее увеличение к. п. д. многоступенчатой турбины по сравнению с к. п. д. ступеней будет тем

больше, чем больше степень расширения газа в турбине и чем больше количество ступеней. Однако при всех значениях π_t^* и $\eta_{ст}^*$ число ступеней целесообразно увеличивать лишь до некоторого предела, сверх которого выигрыш в к. п. д. будет весьма небольшим.

Связь между к. п. д. турбины и средним значением к. п. д. ступеней может быть представлена в виде

$$\eta_t^* = (1 + \alpha) \eta_{ст}^*, \quad (8.1)$$

где α — коэффициент возврата тепла.

Величина α может быть определена по формуле В. Х. Аббаса [1]:

$$\alpha = \frac{1 - \eta_{ст}^*}{z} \left(\frac{1}{1 + a} + \frac{2}{2 + a} + \dots + \frac{z - 1}{z - 1 + a} \right),$$

где z — число ступеней турбины, $a = \frac{z}{\pi_t^* \frac{k-1}{k} - 1}$. При среднем

к. п. д. ступени $\eta_{ст}^* = 0,9$ и $\pi_t^* = 4 \div 16$ коэффициент возврата тепла α лежит в пределах $0,01 - 0,025$.

3. В многоступенчатой турбине осевая составляющая скорости газа должна увеличиваться от первой ступени к последней. Если этого не сделать, то падение плотности газа по тракту турбины может привести к чрезмерному уширению проточной части в меридиональном сечении. При больших углах уширения проточной части ($\gamma > 20^\circ$) возможен отрыв потока, рост потерь и уменьшение к. п. д. турбины.

При увеличении осевой скорости увеличиваются от ступени к ступени углы α_1 и β_2 . В первой ступени угол α_1 находится в пределах $16^\circ - 25^\circ$, в последних — может достигать $30^\circ - 35^\circ$ и более (в зависимости от степени расширения газа в турбине).

Обычно при расчете турбины задаются не величиной осевой скорости, а числом M потока. При этом надо иметь в виду, что из-за уменьшения температуры газа по тракту турбины число M потока возрастает от первой ступени к последней быстрее, чем возрастает осевая скорость. В первой ступени число M по осевой составляющей скорости находится в пределах $M_{2a} = 0,25 \div 0,35$, а на выходе из последней ступени $M_{2a} = 0,5 \div 0,6$ и более. Величина M_{2a} в промежуточных ступенях выбирается из условия получения плавной формы проточной части.

Если позволяют прочность лопаток и габариты турбины, то во всех случаях желательно идти на уменьшение числа M на выходе из турбины до $M_{2a} = 0,45 \div 0,50$, а для малонагруженных ступеней — до $M_{2a} = 0,4 \div 0,45$.

4. Форма проточной части оказывает существенное влияние на распределение работы между ступенями турбины. Так, например, при одинаковых коэффициентах нагрузки всех ступеней

для одновальной турбины $L_{ст} = \mu u^2 = \text{const } \mu D^2$. Отсюда следует, что при одних и тех же значениях μ работа ступени будет тем больше, чем больше диаметр. В этом случае при постоянном среднем диаметре $D_{ср} = \text{const}$ работа между ступенями может быть распределена равномерно. При увеличивающемся среднем диаметре предоставляется возможность последние ступени нагружать больше, чем при $D_{ср} = \text{const}$.

При $D_n = \text{const}$ и $\mu = \text{const}$ работа от ступени к ступени будет уменьшаться. Следовательно, при выбранных значениях коэффициента нагрузки для повышения работы ступеней турбины и снижения числа ступеней целесообразно увеличивать наружный диаметр турбины до величины, допускаемой прочностью рабочего колеса, или из условия допустимого габаритного диаметра проточной части двигателя.

5. Степень реактивности ступеней многоступенчатой турбины на среднем диаметре, так же как и осевая скорость, увеличивается от первой ступени к последней. Величина степени реактивности на среднем радиусе определяется минимально допустимым значением степени реактивности у корня лопатки $q_v \geq 0$. Исходя из этих соображений в первой ступени, имеющей наиболее короткие лопатки, степень реактивности на среднем радиусе обычно выбирается в пределах $q_{ср} = 0,2 \div 0,3$.

Лопатки последних ступеней имеют значительно большую относительную длину, чем лопатки первых ступеней. Поэтому, чтобы избежать отрицательной степени реактивности у корня лопаток, на последних ступенях степень реактивности на среднем радиусе увеличивается до $q_{ср} = 0,35 \div 0,5$. Меньшие значения степени реактивности на первых ступенях позволяют для них принимать более высокие значения коэффициентов нагрузки при умеренной закрутке потока на выходе.

Расчет многоступенчатой турбины может быть произведен в следующем порядке.

1. Выбирается число ступеней и распределяется работа между ступенями (см. § 3.1).

При этом принимается максимально допустимое значение коэффициента нагрузки на внутреннем радиусе ступени $\mu_n = 2,0 \div 2,2$.

2. Определяются температура заторможенного потока и полное давление на выходе из турбины

$$T_2^* = T_0^* - \frac{L_{\tau}}{\frac{k}{k-1} R}; \quad p_2^* = p_0^* \left(1 - \frac{L_{\tau}}{\frac{k}{k-1} R T_0^* \gamma_{\tau}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

КПД турбины выбирается в пределах $\eta_{\tau}^* = 0,91 \div 0,93$. Можно также задаваться к. п. д. ступени в пределах $\eta_{ст}^* = 0,89 \div 0,9$, а к. п. д. турбины определять по формуле (8.1).

3. Задаются числом M на выходе из турбины и по уравнению расхода (3.2) определяют площадь проходного сечения

$$F_2 = \frac{G_r \sqrt{T_2^*}}{m p_{2c}^* q(\lambda_{2c}) \sin \alpha_2}.$$

Угол α_2 в первом приближении выбирается в пределах $85^\circ - 90^\circ$.

4. Задаются коэффициентом нагрузки y у корня лопатки последней ступени и определяют:

— внутренний диаметр на выходе из турбины

$$D_{в2} = \frac{60}{\pi n} \sqrt{\frac{L_{ст}}{\mu_{в}}},$$

где n и $L_{ст}$ — частота вращения и работа последней ступени турбины;

— наружный диаметр последней ступени

$$D_{н2} = \sqrt{D_{в2}^2 + \frac{4F_2}{\pi}};$$

— длину лопатки $h_l = \frac{D_{н2} - D_{в2}}{2}$.

5. Предварительно проверяются напряжения в корневом сечении лопатки последней ступени, чтобы убедиться, насколько выбранные параметры и полученные геометрические размеры удовлетворяют условиям прочности рабочих лопаток.

Напряжения растяжения в корневом сечении рабочих лопаток последней ступени турбины можно определить по формуле (3.6):

$$\sigma_p = K_\phi \sigma_{p,в} = K_\phi \cdot 1,745 \cdot 10^{-3} \rho_l n^2 F_2,$$

где K_ϕ — коэффициент формы лопатки, определяемый с помощью графика рис. 3.2;

ρ_l — плотность материала лопатки в кг/м^3 .

Суммарные напряжения в лопатках по формуле (3.7)

$$\sigma_\Sigma = \sigma_p + \sigma_{изг} = \left(1 + \frac{\sigma_{изг}}{\sigma_p}\right) \sigma_p,$$

где $\sigma_{изг}/\sigma_p$ — определяется по графику рис. 3.4 для известного из расчета двигателя отношения максимального расхода воздуха к расчетному G_{max}/G_p .

Полученное значение σ_Σ сравнивается с допустимым напряжением σ_d для выбранного материала лопатки при температуре лопатки $T_l \approx (0,9 \div 0,95) (T_{1w}^*)_{в}$, где при $K_a \approx 1$

$$(T_{1w}^*)_{в} = T_0^* - \frac{u_{в}^2 (\mu_{в} + 1)}{2 \frac{k}{k-1} R}.$$

Здесь $u_n = \frac{\pi D_n n}{60}$;

T_0^* — температура торможения на входе в последнюю ступень.

Допустимое напряжение $\sigma_d = \sigma_{дл}/n$, где $\sigma_{дл}$ — предел длительной прочности материала лопатки при данной температуре; n — коэффициент запаса прочности.

Часто предварительный проверочный расчет прочности лопаток делают ориентировочно, учитывая только напряжения растяжения.

В этом случае допустимое напряжение растяжения

$$\sigma_{л.р} = \frac{\sigma_{лл}}{n},$$

где $n \geq 2,0$.

Если напряжения получились в пределах допустимых, то расчет можно продолжить. Если же напряжения в лопатках σ_l (или σ_p) окажутся завышенными, то их необходимо снизить либо путем уменьшения площади F_2 за счет увеличения числа M_{2c} , либо путем уменьшения коэффициента K_ϕ или частоты вращения n (см. § 3.2).

6. Выбирается форма проточной части и предварительно определяются ее основные размеры.

Форма проточной части в значительной степени определяется отношением площадей проточной части на входе и выходе из турбины F_0/F_2 , шириной решеток и величиной осевых зазоров (см. § 3.5). Однако в предварительном расчете при выборе формы проточной части ширина решеток рабочих колес и сопловых аппаратов может быть определена приближенно (см. § 3.4).

Отношение площадей проточной части F_0/F_2 зависит от степени расширения газа в турбине $\pi_t^* = p_0^*/p_2^*$ и относительных плотностей тока на входе и выходе из турбины.

Из уравнения расхода, написанного для входного и выходного сечений проточной части турбины, имеем

$$\frac{F_0}{F_2} = \frac{q(\lambda_2)}{\pi_t^* \frac{n+1}{2n} q(\lambda_0)} = \frac{q(\lambda_2)/q(\lambda_0)}{\pi_t^* \sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_t^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \eta_t^*}}. \quad (8.2)$$

По статистическим данным у выполненных турбин величины $q(\lambda_2)$ и $q(\lambda_0)$ изменяются в пределах $q(\lambda_2) = 0,7 \div 0,84$ ($M_2 = 0,45 \div 0,6$) и $q(\lambda_0) = 0,30 \div 0,46$ ($M_0 = 0,18 \div 0,22$).

Величина π_t^* возрастает с ростом степени сжатия воздуха в компрессоре π_k^* и степени двухконтурности двигателя. С ростом температуры газа перед турбиной π_t^* уменьшается.

Зависимость отношения площадей проходных сечений турбины F_2/F_0 от степени сжатия воздуха в компрессоре на стенде

$\pi_{\kappa 0}^*$ и температуры газа T_0^* , полученная в результате расчета при условии $G_T = G_B$, $q(\lambda_0)/q(\lambda_2) = 0,5$; $\eta_T^* = 0,9$ и $\eta_K^* = 0,84 \div 0,86$, приведена на рис. 8.1.

Ширина проточной части турбины

$$s_T = \sum s_i + \sum \Delta_i,$$

где $s_i = (s_{c.a} + s_{p.k})_i$ и Δ_i — осевой зазор i -й ступени. Если ввести среднее значение s_i и Δ_i для всех ступеней, то

$$s_T = z_p s_i + (z_p - 1) \Delta_i = z_p \frac{h_{л}}{\bar{h}} + (z_p - 1) \frac{h_{л}}{\bar{h}_л} \bar{\Delta}_i, \quad (8.3)$$

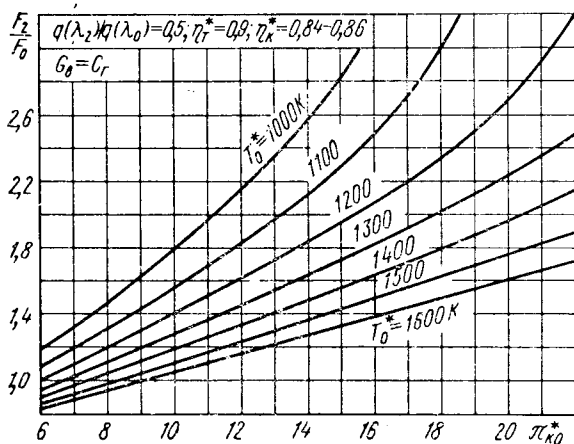


Рис. 8.1. Зависимость отношения площадей проходных сечений турбины F_2/F_0 от степени сжатия воздуха в компрессоре и температуры газа перед турбиной

где z_p — число рядов лопаточных венцов;

$\bar{h}_{л} = h_{л}/s_{p.k}$ — удлинение рабочей лопатки;

$\bar{\Delta} = \Delta/s_{p.k}$ — относительный осевой зазор.

В предварительных расчетах среднее значение $\bar{h}_{л}$ может быть выбрано в диапазоне $\bar{h}_{л} = 3 \div 4$, а среднее значение относительного осевого зазора — $\bar{\Delta} = 0,2 \div 0,3$.

Угол уширения проточной части турбины, выполненный с постоянным наружным диаметром $D_H = \text{const}$,

$$\gamma = \arctg \frac{h_2 - h_0}{s_T} = \arctg \frac{1 - (h_0/h_2)}{z_p \frac{(1 + \bar{\Delta}_i)}{\bar{h}_{л}} - \left(\frac{\bar{\Delta}_i}{\bar{h}_{л}} \right)}, \quad (8.4)$$

* Для ступеней с полочными бандажами величина $\bar{h}_{л}$ доходит до 6—7.

где

$$h_0 = \frac{D_n - D_{в0}}{2}; \quad D_{в0} = \sqrt{D_n^2 - \frac{4F_0}{\pi}}.$$

При $D_{cp} = \text{const}$

$$\gamma = \arctg \frac{1 - \left(\frac{h_0}{h_2}\right)}{2 \left(z_p \frac{1 + \bar{\Delta}_l}{\bar{h}_l} - \frac{\bar{\Delta}_l}{\bar{h}_l} \right)},$$

где

$$h_0/h_2 = F_0/F_2; \quad \gamma_b = \gamma_n = \gamma.$$

Полученное значение угла γ должно лежать в допустимых пределах (см. гл. III).

В процессе детального расчета отдельных ступеней может возникнуть необходимость изменить выбранную форму проточной части и ее размеры. Поэтому предварительное исчисление основных размеров проточной части следует рассматривать лишь как первое приближение, необходимое для определения нужных исходных параметров для расчета отдельных ступеней.

7. Для выбора числа ступеней, распределения работы по ступеням и определения основных размеров проточной части турбины переходят к детальному расчету первой и последующих ступеней по среднему диаметру. Каждая ступень рассчитывается по одному из методов, изложенных в главе IV, с учетом особенностей расчета многоступенчатых турбин, рассмотренных выше.

Если детальные расчеты ограничиваются только одной ступенью турбины (например, в курсовом или дипломном проектировании), то обычно рассчитывается последняя ступень, в первых же ступенях определяются параметры потока на входе и выходе из ступеней и геометрические размеры их проточной части; кроме того, проверяются напряжения и запасы прочности в рабочих лопатках, так как на первых ступенях наряду с уменьшением длины лопаток из-за более высокой температуры газа и температуры лопаток уменьшаются предел длительной прочности и величина допустимых напряжений в лопатках. Если запасы прочности окажутся недопустимо малыми, то необходимо изменить материал лопаток или применить охлаждение лопаток. Охлаждение турбины вносит некоторые изменения в методику расчета параметров потока и размеров проточной части турбины (см. гл. VI).

8. После расчета всех ступеней по среднему диаметру определяется к. п. д. всей турбины

$$\eta_t^* = \frac{\sum L_r}{L_{ад.т}^*}.$$

Адиабатическая работа расширения газа в многоступенчатой турбине по параметрам торможения

$$L_{\text{ад.т}}^* = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_t^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

где $\pi_t^* = p_0^*/p_2^*$ — степень расширения газа в турбине по параметрам торможения, причем давление p_2^* определяется по уточненным данным после детального расчета всех ступеней.

Если детальный расчет турбины ограничивается только расчетом последней ступени, то к. п. д. турбины не проверяется.

В случае, если к. п. д. турбины окажется недопустимо низким, то следует пересмотреть выбор параметров отдельных ступеней с целью увеличения их к. п. д.

9. После расчета ступеней турбины по среднему диаметру для каждой ступени выбирается закон распределения параметров потока по длине лопатки и определяются параметры потока на внутреннем и наружном диаметре, как указано в гл. III. Затем выбираются параметры решетки, строятся профили лопаток для различных сечений по длине лопатки и определяются углы их установки в решетке, исходя из требований получения расчетных треугольников скоростей, соображений прочности и технологичности.

8.2. ПРИМЕР ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ ТРД

В качестве примера произведем расчет двухступенчатой турбины турбореактивного двигателя (ТРД) одновальной схемы.

Примем, что из общего газодинамического расчета двигателя известны следующие основные исходные данные для расчета турбины:

расход газа $G_T = 92$ кг/с;

полное давление газа за турбиной $p_0^* = 1,2$ МПа;

температура заторможенного потока перед турбиной $T_0^* = 1300$ К;

потребная работа на валу турбины $L_T = 358\,000$ Дж/кг;

частота вращения ротора турбины $n = 7340$ об/мин;

показатель адиабаты $k = 1,33$;

наружный диаметр компрессора $(D_H)_K = 0,89$ м.

Расчет турбины производится в такой последовательности.

1. Предварительно определяем параметры потока и площадь проходного сечения на выходе из турбины.

Температура заторможенного потока и полное давление на выходе из турбины

$$T_2^* = T_0^* - \frac{L_T}{\frac{k}{k-1} R} = 1300 - \frac{358000}{1155} = 990 \text{ К};$$

$$p_2^* = p_0^* \left(1 - \frac{L_T}{\frac{k}{k-1} RT_0^* \eta_t^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1,2 \left(1 - \frac{358000}{1155 \cdot 1300 \cdot 0,91} \right) = 0,355 \text{ МПа},$$

где в первом приближении принято $\eta_t^* = 0,91$.

Задаемся числом M на выходе из турбины $M_{2c}=0,52$ и углом выхода потока $\alpha_2=86^\circ$. По уравнению расхода (3.2) определяем площадь проходного сечения на выходе из турбины

$$F_2 = \frac{G_r \sqrt{T_2^*}}{m p_2^* q (\lambda_{2c}) \sin \alpha_2} = \frac{92 \sqrt{990}}{0,0396 \cdot 0,355 \cdot 10^6 \cdot 0,765 \cdot 0,9976} = 0,27 \text{ м}^2.$$

2. Из условий общей компоновки двигателя и соображений относительно допустимой величины диаметрального габарита турбины выбираем максимальное значение наружного диаметра турбины $D_n=0,93$ м и для турбины последней ступени определяем:

внутренний диаметр на выходе

$$D_v = \sqrt{D_n^2 - \frac{4F_2^*}{\pi}} = \sqrt{0,93^2 - \frac{4 \cdot 0,27}{3,14}} = 0,72 \text{ м};$$

длину рабочей лопатки

$$h_2 = \frac{D_n - D_v}{2} = \frac{0,93 - 0,72}{2} = 0,105 \text{ м};$$

средний диаметр

$$D_{cp} = \frac{D_n + D_v}{2} = 0,825 \text{ м};$$

окружную скорость на внутреннем диаметре

$$u_v = \frac{\pi D_v n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,72 \cdot 7340}{60} = 276 \text{ м/с}.$$

При заданной работе $L_T=358$ кДж/кг в соответствии с рекомендациями в § 3.1 принимаем две ступени турбины.

3. Выбрав коэффициент нагрузки на внутреннем диаметре второй ступени $\mu_v=2,1$ (см. гл. II), находим ее работу

$$(L_{ct})_{II} = \mu_v u_v^2 = 2,1 \cdot 276^2 = 159800 \text{ Дж/кг}.$$

Тогда работа первой ступени

$$(L_{ct})_I = L_T - (L_{ct})_{II} = 358000 - 159800 = 198200 \text{ Дж/кг}.$$

4. В первом приближении определяем внутренний диаметр на выходе из I ступени. Приняв для нее $\mu_v=2,2$, находим

$$D_v = \frac{60}{\pi n} \sqrt{\frac{(L_{ct})_I}{\mu_v}} = \frac{60}{3,14 \cdot 7340} \sqrt{\frac{198200}{2,2}} = 0,7 \text{ м}.$$

5. Предварительно определяем величину максимальных напряжений в корневом сечении рабочей лопатки II ступени.

Максимальная величина напряжений растяжения определена по формуле

$$\sigma_p = K_\phi \cdot 1,745 \cdot 10^{-3} q_n n^2 F_2 \text{ Н/м}^2.$$

Для рабочей лопатки выбираем сплав ЭИ929, плотность которого $\rho_n=8,4 \cdot 10^3$ кг/м³.

Принимаем линейный закон изменения площади сечения по высоте лопатки и коэффициент формы $K_\phi=0,625$ (см. гл. III, рис. 3.12).

$$\text{Тогда } \sigma_p = 0,625 \cdot 1,745 \cdot 10^{-3} \cdot 8,4 \cdot 10^3 \cdot 7340^2 \cdot 0,27 = 133 \text{ МН/м}^2.$$

Определяем суммарные напряжения в рабочих лопатках (с учетом изгибных напряжений) по формуле

$$\sigma_\Sigma \cong \left(1 + \frac{\sigma_{изг}}{\sigma_p}\right) \sigma_p = (1 + 0,32) \cdot 133 = 175,5 \text{ МН/м}^2,$$

где $\sigma_{изг}/\sigma_p = 0,32$ определен по графику рис. 3.4 для известного из общего расчета двигателя отношения максимального расхода воздуха к расчетному $G_{max}/G_p = 1,4$.

Полученное значение напряжения σ_x сравнивается с допустимым $\sigma_{доп}$ для выбранного материала при температуре лопатки у корневого сечения $T_{л} \cong 0,93 (T_{1w}^*)_{в}$. Для определения температуры потока T_{1w}^* примем $\alpha_2 \cong 90^\circ$.

В этом случае

$$(T_{1w}^*)_{в} = T_{0II}^* - \frac{u_{в}^2 (\mu_{в} + 1)}{2310} = T_{0}^* - \frac{(L_{ст})_I}{1155} - \frac{u_{в}^2 (\mu_{в} + 1)}{2310}.$$

Тогда

$$(T_{1w}^*)_{в} = 1300 - \frac{198200}{1155} - \frac{276^2 (2,1 + 1)}{2310} \cong 1030 \text{ К}$$

и температура лопатки $T_{л} = 0,95 \cdot 1030 = 980 \text{ К}$.

Принимаем длительность работы лопатки $\tau = 5000 \text{ ч}$ и для данной температуры лопатки и выбранного сплава ЭИ929 по графику рис. 3.5 находим предел длительной прочности

$$\sigma_{дл} = 412 \text{ МН/м}^2.$$

Запас прочности лопатки

$$n = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{412}{175,5} = 2,35.$$

Значение n находится в допустимых пределах ($n > 2$), поэтому расчет турбины может быть продолжен.

6. Предварительно принимаем форму проточной части с постоянным наружным диаметром $D_n = \text{const}$.

Задаемся числом M на входе в турбину $M_0 = 0,22$ и определяем площадь проточной части F_0 и высоту лопатки соплового аппарата h_0 :

$$F_0 = \frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{m p_0^* q (\lambda_0)} = \frac{92 \sqrt{1300}}{0,0396 \cdot 1,2 \cdot 106 \cdot 0,385} = 0,181 \text{ м}^2;$$

$$D_{в0} = \sqrt{D_n^2 - \frac{4F_0}{\pi}} = \sqrt{0,93^2 - \frac{4 \cdot 0,181}{3,14}} = 0,795 \text{ м};$$

$$h_0 = \frac{D_n - D_{в0}}{2} = 0,067 \text{ м}.$$

Ширина решеток может быть определена по методике, изложенной в § 3.4. Приблизительно ширина решеток может быть выбрана на основании статистических данных по выполненным турбинам. Для многоступенчатых турбин $\bar{h}_л = 2,5 \div 6,5$. Меньшие значения $\bar{h}_л$ относятся к первым ступеням, большие — к последним. Относительная длина лопаток соплового аппарата обычно берется несколько меньше (разница между $\bar{h}_{р.к}$ и $\bar{h}_{с.а}$ доходит до 30—40% и более).

В соответствии с этими данными выбираем

$$(\bar{h}_{с.а})_I = 1,6; (\bar{h}_{р.к})_I = 3,0; (\bar{h}_{с.а})_{II} = 3,1; (\bar{h}_{р.к})_{II} = 4.$$

Определяем ширину решеток и минимально возможную из условий взаимного перемещения ротора и статора величину осевых зазоров (см. § 8.1), а затем вычерчиваем в масштабе схему проточной части турбины (рис. 8.2).

Полученное значение угла уширения проточной части ($\gamma_{в.ср} = 12^\circ 50'$) находится в допустимых пределах (см. гл. III), поэтому окончательно принимаем форму проточной части с $D_n = \text{const}$.

После выбора схемы и предварительного определения основных размеров проточной части производятся детальные расчеты первой и второй ступеней турбины*.

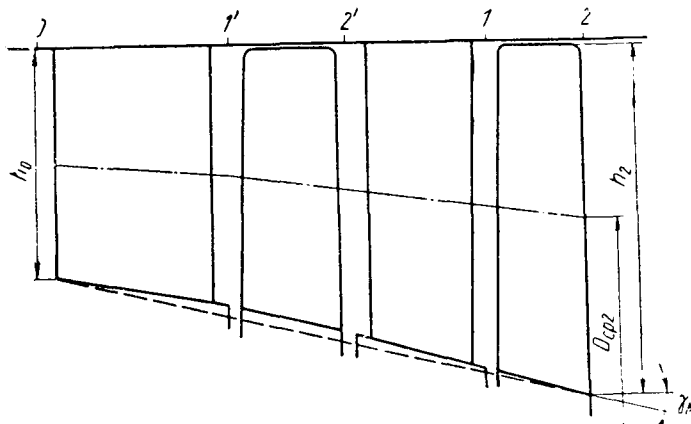


Рис. 8.2. Схема проточной части турбины

8.2.1. Газодинамический расчет первой ступени турбины по среднему диаметру

Из предварительного расчета турбины известны: работа ступени $(L_{ст})_I = 198\,200$ Дж/кг, частота вращения ротора $n = 7340$ об/мин, параметры потока на входе в ступень ($T_0^* = 1300$ К, $p_0^* = 1,2$ МПа), формы и размеры проточной части.

Расчет будем производить по методике, когда в качестве исходных параметров приняты M_{2c} и α_2 .

1. Определяем параметры потока за I ступенью:

$$T_2^{*'} = T_0^* - \frac{(L_{ст})_I}{1155} = 1300 - \frac{198200}{1155} = 1128 \text{ К};$$

$$p_2^{*'} = p_0^* \left[1 - \frac{(L_{ст})_I}{1155 T_0^* (\eta_{ст}')_I} \right]^{\frac{k}{k-1}} = 1,2 \left[1 - \frac{198200}{1155 \cdot 1300 \cdot 0,895} \right]^4 = 0,633 \text{ МПа}.$$

2. По схеме проточной части определяем

$$D'_{н2} = D_H = 0,930 \text{ м}; \quad D'_{в2} = 0,760 \text{ м}.$$

$$\text{Средний диаметр выходного сечения } D'_{ср2} = \frac{D_H - D'_{в2}}{2} = 0,845 \text{ м}.$$

Площадь сечения проточной части на выходе из ступени

$$F'_2 = \frac{\pi}{4} [D_H^2 - (D'_{в2})^2] = \frac{3,14}{4} (0,93^2 - 0,76^2) = 0,225 \text{ м}^2.$$

* В приближенных расчетах турбины (например, при эскизном проектировании) иногда детально рассчитывают только последнюю ступень турбины. Такой вариант расчета приводится ниже.

3. Из уравнения расхода определяем относительную плотность тока

$$q(\lambda_{2c}) = \frac{G_r \sqrt{T_2^{**}}}{m F_2' p_2^{**} \sin \alpha_2} = \frac{92 \sqrt{1128}}{0,0396 \cdot 0,225 \cdot 0,633 \cdot 106 \cdot 0,9659} = 0,567,$$

а затем скорости газа на выходе из ступени *), где угол потока на выходе из ступени принят равным $\alpha_2' = 75^\circ$. По таблицам находим $\lambda_{2c} = 0,38$. Отсюда: абсолютная скорость газа на выходе из ступени

$$c_2 = \lambda_{2c} \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_2^{**}} = 0,38 \sqrt{2 \cdot \frac{1,33}{1,33+1} \cdot 289 \cdot 1128} = 232 \text{ м/с};$$

осевая и окружная составляющие абсолютной скорости

$$c_{2a} = c_2 \sin \alpha_2 = 232 \cdot 0,9659 = 224 \text{ м/с};$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 232 \cdot 0,2588 = 60 \text{ м/с};$$

окружная скорость на среднем диаметре

$$u_{cp2} = \frac{\pi D_{cp2} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,845 \cdot 7340}{60} = 324 \text{ м/с};$$

окружная составляющая относительной скорости

$$w_{2u} = c_{2u} + u_{cp2} = 60 + 324 = 384 \text{ м/с};$$

относительная скорость газа

$$w_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{224^2 + 384^2} = 445 \text{ м/с}.$$

4. Находим размеры проточной части в осевом зазоре.

Из чертежа проточной части находим $h_1' = 0,077$ м, затем определяем

$$D'_{cp1} = D_n - h_1' = 0,930 - 0,077 = 0,853 \text{ м};$$

$$D'_{B1} = D_n - 2h_1' = 0,930 - 2 \cdot 0,077 = 0,776 \text{ м};$$

площадь сечения проточной части в осевом зазоре

$$F_1' = \frac{\pi}{4} [D_n^2 - (D'_{B1})^2] = \frac{3,14}{4} (0,930^2 - 0,776^2) = 0,205 \text{ м}^2.$$

5. Определяем окружную составляющую абсолютной скорости газа в осевом зазоре

$$c_{1u} = \frac{(L_{cr})_I - u_2' c_{2u}}{u_1'} = \frac{198200 - 324 \cdot 60}{328} = 547 \text{ м/с},$$

где

$$u_1' = \frac{\pi D'_{cp1} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,853 \cdot 7340}{60} = 328 \text{ м/с}.$$

6. Определяем угол α_1 и абсолютную скорость газа c_1 в осевом зазоре **).

Из уравнения расхода, написанного для сечения $I'-I'$, находим зависимость $\alpha_1 = f[q(\lambda_{1c})]$:

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{G_r \sqrt{T_0^{**}}}{m F_1' p_0^{**} \sigma_{c,a} q(\lambda_{1c})} = \arcsin \frac{C}{\sigma_{c,a}^* q(\lambda_{1c})}, \quad (8.5)$$

*) В дальнейшем скорости газа будем обозначать без знака '.

**) Угол α_1 можно также определить по методике, изложенной на стр. 81—82.

где $G_r=92$ кг/с, а постоянная

$$C = \frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{m F_1 p_0^*} = \frac{92 \sqrt{1300}}{0,0396 \cdot 0,205 \cdot 12 \cdot 10^5} = 0,3405.$$

В качестве второго уравнения используем зависимость

$$\lambda_{c1} = \frac{\lambda_{cu1}}{\cos \alpha_1}, \quad (8.6)$$

где

$$\lambda_{cu1} = c_{1u}/a_{кр1} = \frac{547}{655} = 0,835;$$

$$a_{кр1} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_0^*} = 18,3 \sqrt{T_0^*} = 18,3 \sqrt{1300} = 655 \text{ м/с.}$$

Систему уравнений (8.5) и (8.6) будем решать графически. Задаемся рядом значений λ_{1c} и для каждого из них оцениваем величину коэффициента скорости φ , по графику $\sigma^*=f(\lambda, \varphi)$ (см. рис. 4.1) определяем $\sigma_{с.а}^*$, а затем — по уравнениям (8.5) и (8.6) определяем угол α_1 .

Результаты расчета сводим в табл. 8.1 и 8.2.

Таблица 8.1

Расчет по уравнению (8.5)

λ_{1c}	0,86	0,88	0,90	0,92
$q(\lambda_{1c})$	0,9769	0,9830	0,9883	0,9925
$\sigma_{с.а}^*$	0,977	0,976	0,975	0,974
$\sin \alpha_1$	0,354	0,353	0,351	0,3504
α_1	20°44'	20°40'	20°33'	20°30'

Таблица 8.2

Расчет по уравнению (8.6)

λ_{1c}	0,86	0,88	0,90	0,92
$\cos \alpha_1$	0,972	0,9475	0,9275	0,9070
α_1	13°36'	18°39'	21°55'	24°49'

Строим зависимости $\lambda_{1c}=f(\alpha_1)$ (рис. 8.3). Пересечение кривых $\lambda_{1c}(\alpha_1)$ определяет искомое значение $\alpha_1=20°36'$ и $\lambda_{1c}=0,892$.

Абсолютная скорость газа

$$c_1 = \lambda_{1c} a_{\text{нр1}} = 0,892 \cdot 655 = 584 \text{ м/с};$$

осевая составляющая скорости c_{1a}

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 584 \cdot 0,3518 = 205 \text{ м/с};$$

относительная скорость газа на входе в рабочее колесо

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 - 2u_1 c_{1a} + u_1^2} = \sqrt{584^2 - 2 \cdot 328 \cdot 547 \cdot 328^2} = 298 \text{ м/с}.$$

7. Находим статическое давление и температуру на выходе из соплового аппарата

$$p_1 = p_1^* \pi(\lambda_{1c}) = p_0^* \sigma_{c,a} \pi(\lambda_{1c}) = 1,2 \cdot 0,973 \cdot 0,6177 = 0,72 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{c,a}^*$ определено по графику рис. 4.1 для принятого значения $\varphi = 0,975$ (с учетом потерь от вторичных течений и в пограничном слое на торцовых стенках);

$$T_1 = T_0^* \tau(\lambda_{1c}) = 1300 \cdot 0,8873 = 1154 \text{ К}.$$

8. Определяем температуру заторможенного потока на входе в решетку рабочего колеса

$$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2310} = 1154 + \frac{298^2}{2310} = 1192 \text{ К}.$$

9. Проверяем запас прочности лопаток рабочего колеса I ступени.

Температура лопатки $T_{\text{л}} \approx 0,92 T_{1w}^* = 0,92 \cdot 1192 = 1100 \text{ К}$; напряжения в корневом сечении лопатки

$$\sigma_p = K_{\text{ф}} 1,745 \cdot 10^{-3} Q_{\text{л}} n^2 F_2 = 0,65 \cdot 1,745 \cdot 10^{-3} \cdot 8,4 \cdot 10^3 \cdot 73402 \cdot 0,205 = 105,2 \text{ МН/м}^2,$$

$$\sigma_{\Sigma} = \left(1 + \frac{\sigma_{\text{изг}}}{\sigma_p}\right) \sigma_p = (1 + 0,32) \cdot 105,2 = 139,1 \text{ МН/м}^2.$$

Для рабочей лопатки I ступени выбираем сплав ЖС6-К. Принимаем длительность работы лопатки $\tau = 5000 \text{ ч}$. По графику рис. 3.5 находим предел длительной прочности $\sigma_{\text{дл}} = 31 \text{ кгс/мм}^2 = 304 \text{ МН/м}^2$.

Запас прочности лопатки

$$n = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{304}{139,10} = 2,18.$$

Значение n находится в допустимых пределах при отсутствии охлаждения лопаток, поэтому расчет может быть продолжен *).

10. Находим углы относительных скоростей на входе и выходе из рабочего колеса

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1} =$$

$$= \arctg \frac{205}{547 - 328} = 43^{\circ}06';$$

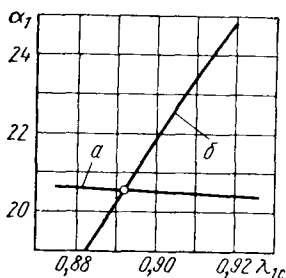


Рис. 8.3. Зависимость угла α_1 от λ_{1c} для первой ступени:

a —по уравнению (8. 5); b —по уравнению (8. 6)

*) В случае применения материала лопатки с меньшей длительной прочностью или при $\tau > 5000 \text{ ч}$ необходимо применять охлаждение лопаток.

$$\beta_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u} + u_2} = \arctg \frac{224}{60 + 324} = 30^\circ 18'.$$

11. Определяем степень конфузорности течения

$$K = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} = \frac{0,6833}{0,5045} = 1,35.$$

По графику $\psi = f(K; \beta_1 + \beta_2)$ (см. рис. 1.8) для $K = 1,35$ и $\beta_1 + \beta_2 = 73^\circ 24'$ находим $\psi \approx 0,97$. С учетом потерь в радиальном зазоре $\psi_\Sigma^2 = \psi^2 - \xi_\delta$, где ξ_δ — коэффициент потерь в радиальном зазоре. Принимая относительный радиальный зазор $\bar{\delta} = 1,5\%$, по графику рис. 1.9 находим $\xi_\delta = 0,025$. Тогда $\psi_\Sigma^2 = 0,97^2 - 0,025 = 0,915$.

12. Находим адиабатическую работу расширения газа в рабочем колесе ($u_2 \approx u_1$)

$$L_{ад.р.к} = \frac{1}{2} \left(\frac{w_2^2}{\psi_\Sigma^2} - w_1^2 \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{445^2}{0,915} - 298^2 \right) = 63800 \text{ Дж/кг};$$

давление и температуру на выходе из рабочего колеса

$$p_2 = p_1 \left(1 - \frac{L_{ад.р.к}}{1155 \cdot T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,72 \left(1 - \frac{63800}{1155 \cdot 1154} \right)^4 = 0,59 \text{ МПа}$$

$$T_2 = T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2310} = 1154 - \frac{445^2 - 298^2}{2310} = 1106 \text{ К};$$

плотность воздуха на выходе из рабочего колеса

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{0,59 \cdot 10^6}{289 \cdot 1106} = 1,846 \text{ кг/м}^3.$$

13. Проверяем величину скорости газа на выходе из рабочего колеса ($u_2 \approx u_1$):

— осевая составляющая абсолютной скорости

$$c_{2a} = \frac{G_\Gamma}{F_2 \rho_2} = \frac{92}{0,225 \cdot 1,846} = 221 \text{ м/с};$$

— абсолютная скорость газа

$$c_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \alpha_2} = \frac{221}{0,9659} = 229 \text{ м/с},$$

— число М потока на выходе из ступени

$$M_{2c} = \frac{c_2}{\sqrt{kRT_2}} = \frac{229}{\sqrt{1,33 \cdot 289 \cdot 1106}} = 0,351.$$

Расхождение между полученным значением скорости c_2 и принятым в начале расчета составляет $1,3\%$. Если это расхождение не превышает 2% , то можно ограничиться первым приближением и продолжать расчет. При большем расхождении в скоростях газа необходимо ввести корректировку площади F_2 , чтобы получить значение скорости, равное полученному в п. 13.

14. Определяем температуру торможения и полное давление газа на выходе из рабочего колеса

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2310} = 1106 + \frac{228^2}{2310} = 1128 \text{ К};$$

$$p_2^* = p_2 \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,59 \left(\frac{1128}{1106} \right)^4 = 0,636 \text{ МПа};$$

температуру и статическое давление на входе в ступень

$$T_0 = T_0^* \tau(\lambda_0) = 1300 \cdot 0,99205 = 1290 \text{ К};$$

$$p_0 = p_0^* \pi(\lambda_0) = 1,2 \cdot 0,9685 = 1,162 \text{ МПа},$$

где $\tau(\lambda_0)$ и $\pi(\lambda_0)$ определяются по таблицам для принятого ранее значения $M_0=0,22$.

15. Находим адиабатическую работу расширения газа в ступени

$$(L_{\text{ад.ст}})_I = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2^*}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 1155 \cdot 1300 \left[1 - \left(\frac{0,636}{1,2} \right)^{0,25} \right] = 220500 \text{ Дж/кг};$$

$$(L_{\text{ад.ст}})_I = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 1155 \cdot 1290 \left[1 - \left(\frac{0,59}{1,162} \right)^{0,25} \right] = 234200 \text{ Дж/кг}.$$

16. Вычисляем степень реактивности ступени на среднем диаметре

$$\varrho_{\text{ср}} = \frac{63800}{234200} = 0,273;$$

коэффициент полезного действия ступени

$$(\eta_{\text{ст}})_I = \frac{(L_{\text{ст}})_I}{(L_{\text{ад.ст}})_I} = \frac{198200}{220500} = 0,9.$$

После расчета ступени по среднему диаметру выбирается закон распределения параметров потока по длине лопатки и определяются параметры потока на внутреннем и наружном радиусах.

8. 2. 2. Определение параметров потока на внутреннем и наружном радиусах первой ступени

Принимаем изменение окружной составляющей скорости в осевом зазоре и на выходе из рабочего колеса по закону постоянства циркуляции: $c_{1u}r = \text{const}$ и $c_{2u}r = \text{const}$.

Результаты расчета сводим в табл. 8. 3.

8. 2. 3. Газодинамический расчет второй ступени турбины по среднему диаметру

Исходными данными для расчета являются: работа ступени $(L_{\text{ст}})_{II} = 158900 \text{ Дж/кг}$; частота вращения ротора $n = 7340 \text{ об/мин}$; параметры потока на входе в ступень ($p_0^{*'} = 0,636 \text{ МПа}$, $T_0^{*'} = 1128 \text{ К}$, $p_0' = 0,59 \text{ МПа}$, $T_0' = 1106 \text{ К}$, $\alpha_2' = 75^\circ$), форма и размеры проточной части.

Кроме того, в предварительном расчете было принято: число M на выходе из ступени $M_2 = 0,52$ ($\lambda_2 = 0,55$) и угол потока $\alpha_2 = 86^\circ$.

Расчет второй ступени будем производить по той же методике, что и первой ступени.

1. Определяем скорости газа на выходе из ступени:

— абсолютная скорость газа

$$c_2 = \lambda_2 a_{\text{кр}2} = \lambda_2 \cdot 18,3 \sqrt{T_2^*} = 0,55 \cdot 18,3 \sqrt{990} = 314 \text{ м/с},$$

Таблица 8.3

Определяемая величина и расчетная формула	Размерность	Расчетный диаметр D_2' , м		
		0,768	0,845	0,926
$\bar{r} = \frac{r}{r_{\text{cp}}}$	—	0,910	1	1,098
$c_{1u} = (c_{1u})_{\text{cp}} \frac{1}{\bar{r}}$	м/с	601	547	498
$c_{1a} = \sqrt{(c_{1a}^2)_{\text{cp}} + (c_{1u}^2)_{\text{cp}} (1 - \varphi^2) \times \frac{1}{\left(1 - \frac{1}{\bar{r}^2}\right)}}$	м/с	198	205	210
$\alpha_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u}}$	град	18°12'	20°36'	22°53'
$u_1 = u_{1\text{cp}} \bar{r}$	м/с	298	328	356
$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1}$	град	33°11'	43°06'	55°55'
$w_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \beta_1}$	м/с	362	298	253
$c_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + c_{1u}^2}$	м/с	632	584	540
$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2310}$	К	1127	1154	1173
$p_1 = p_0^* \left(1 - \frac{c_1^2}{\varphi^2 \cdot 2310 T_0^*}\right)^4$	МПа	0,657	0,720	0,779
$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2310}$	К	1184	1192	1201
$c_{2u} = (c_{2u})_{\text{cp}} \frac{1}{\bar{r}}$	м/с	66	60	55

Определяемая величина и расчетная формула	Размерность	Расчетный диаметр D_2' , м		
		0,768	0,845	0,926
$u_2 = u_{2cp} \bar{r}$	м/с	295	324	356
$c_{2a} = \sqrt{(c_{2a}^2)_{cp} + (1 - \psi^2) [(1 - \bar{r}^2) u_{cp}^2 + \sqrt{(1 - \frac{1}{\bar{r}^2}) (c_{2a}^2)_{cp}}] + \sqrt{(1 - \varphi^2) \psi^2 (1 - \frac{1}{\bar{r}^2}) (c_{1u}^2)_{cp}}}$	м/с	222	224	225
$\alpha_2 = \text{arctg} \frac{c_{2a}}{c_{2u}}$	град	73°12'	75°	76°05'
$\beta_2 = \text{arctg} \frac{c_{2a}}{c_{2u} + u_2}$	град	31°33'	30°18'	28°42'
$w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \beta_2}$	м/с	425	445	468
$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2}$	м/с	232	232	232
$T_2 = T_2^* - \frac{c_2^2}{2310}$	К	1105	1105	1105
$L_{ал.р.к} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{w_2}{\psi_{\Sigma}} \right)^2 - w_1^2 \right]$	Дж/кг	33200	63800	87600
$p_2 = p_1 \left[1 - \frac{(w_2/\psi_{\Sigma})^2 - w_1^2}{2310 T_1} \right]$	МПа	0,589	0,590	0,595
$L_{ал.ст} = \frac{k}{k-1} R T_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	Дж/кг	233000	234200	230200
$q = \frac{L_{ал.р.к}}{L_{ал.ст}}$	—	0,1425	0,273	0,380

где

$$T_2^* = T_0^* - \frac{(L_{cr})_{II}}{1155} = 990 \text{ К};$$

— осевая и окружная составляющие абсолютной скорости

$$c_{2a} = c_2 \sin \alpha_2 = 314 \cdot 0,9976 = 313 \text{ м/с};$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 314 \cdot 0,0698 = 22 \text{ м/с};$$

— окружная составляющая относительной скорости

$$w_{2u} = c_{2u} + u_2 = 22 + 317 = 339 \text{ м/с},$$

где

$$u_2 = \frac{\pi D_{cp2} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,825 \cdot 7340}{60} = 317 \text{ м/с}$$

— относительная скорость газа

$$w_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{313^2 + 339^2} = 461 \text{ м/с}.$$

2. Находим окружную составляющую абсолютной скорости газа на входе в колесо

$$c_{1u} = \frac{(L_u)_{II} - u_2 c_{2u}}{u_1} = \frac{159800 - 317 \cdot 22}{320} = 477 \text{ м/с},$$

где

$$(L_u)_{II} \cong (L_{cr})_{II};$$

$$\lambda_{c1u} = \frac{c_{1u}}{18,1 \sqrt{T_0^*}} = \frac{477}{18,1 \sqrt{1128}} = 0,784.$$

3. Определяем угол потока α_1 и абсолютную скорость газа c_1 в осевом зазоре.

Из уравнения расхода находим

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{\bar{G}_r}{\sigma_{c,a}^* q(\lambda_{1c})}, \quad (8.7)$$

где постоянная

$$\bar{G}_r = \frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{m F_1 p_0^*} = \frac{92 \sqrt{1128}}{0,0396 \cdot 0,2537 \cdot 0,636 \cdot 10^6} = 0,483;$$

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{в1}^2) = \frac{3,14}{4} (0,93^2 - 0,736^2) = 0,2537 \text{ м}^2.$$

В качестве второго уравнения используем зависимость

$$\lambda_{1c} = \frac{\lambda_{c1u}}{\cos \alpha_1} = \frac{0,784}{\cos \alpha_1}. \quad (8.8)$$

Систему уравнений (8.7) и (8.8) решаем графически (см. § 8.2.1). В результате графического решения (рис. 8.4) находим

$$\alpha_1 = 29^\circ 54', \quad \lambda_{1c} = 0,905.$$

Отсюда абсолютная скорость газа

$$c_1 = \frac{c_{1u}}{\cos \alpha_1} = \frac{477}{0,8669} = 550 \text{ м/с;}$$

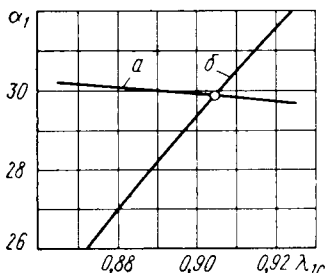
осевая составляющая абсолютной скорости

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 550 \cdot 0,4985 = 274 \text{ м/с.}$$

4. Определяем относительную скорость на входе в рабочее колесо

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 - 2u_1 c_{1u} + u_1^2} = \sqrt{550^2 - 2 \cdot 320 \cdot 477 + 320^2} = 316 \text{ м/с.}$$

5. Вычисляем статическое давление и статическую температуру на выходе из соплового аппарата



$$p_1 = p_0' \sigma_{c,a}^* (\lambda_{1c}) = 0,636 \cdot 0,978 \cdot 0,6084 = 0,378 \text{ МПа;}$$

$$T_1 = T_1^* \tau (\lambda_{1c}) = 1128 \cdot 0,884 = 997 \text{ К.}$$

6. Углы относительных скоростей на входе и выходе из рабочего колеса

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1} = \arctg \frac{274}{477 - 320} = 60^\circ 12';$$

$$\beta_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{w_{2a}} = \arctg \frac{313}{339} = 42^\circ 42'.$$

Рис. 8.4. Зависимость угла α_1 от λ_{1c} для второй ступени:

а—по уравнению (8.5); б—по уравнению (8.6)

7. Определяем степень конфузурности течения

$$K = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} = \frac{0,8678}{0,6782} = 1,28$$

и сумму углов $\beta_1 + \beta_2 = 60^\circ 12' + 42^\circ 42' = 102^\circ 54'$, а затем по графику $\psi = f(K; \beta_1 + \beta_2)$ (см. рис. 1.8) находим $\psi \approx 0,97$.

С учетом потерь в радиальном зазоре

$$\psi_\Sigma^2 = \psi^2 - \xi_\delta = 0,97^2 - 0,025 = 0,915.$$

8. Находим адиабатическую работу расширения газа в рабочем колесе

$$L_{aл,р.к} = \frac{1}{2} \left[\frac{w_2^2}{\psi_\Sigma^2} - w_1^2 \right] = \frac{1}{2} \left[\frac{461^2}{0,915} - 316^2 \right] = 66220 \text{ Дж/кг;}$$

давление и температуру газа на выходе из ступени;

$$p_2 = p_1 \left(1 - \frac{L_{aл,р.к}}{\frac{k}{k-1} RT_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,378 \left(1 - \frac{66220}{1155 \cdot 997} \right)^4 = 0,298 \text{ МПа;}$$

$$T_2 = T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2310} = 997 - \frac{461^2 - 316^2}{2310} = 948 \text{ К;}$$

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2310} = 948 + \frac{314^2}{2310} = 991 \text{ К;}$$

$$p_2^* = p_2 \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,298 \left(\frac{991}{948} \right)^4 = 0,354 \text{ МПа.}$$

9. Определяем адиабатическую работу расширения газа во второй ступени

$$(L_{ад.ст})_{II} = \frac{k}{k-1} RT_0^{*'} \left[1 - \left(\frac{p_2^*}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 1155 \cdot 1128 \left[1 - \left(\frac{0,354}{0,636} \right)^{0,25} \right] = 177800 \text{ Дж/кг};$$

$$(L_{ад.ст})_{II} = \frac{k}{k-1} RT_0' \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0'} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 1155 \cdot 1106 \left[1 - \left(\frac{0,298}{0,59} \right)^{0,25} \right] = 200600 \text{ Дж/кг};$$

— степень реактивности ступени на среднем диаметре

$$\varrho_{ср} = \frac{L_{ад.р.к}}{L_{ад.ст}} = \frac{66220}{200600} = 0,33;$$

— коэффициент полезного действия ступени

$$(\eta_{ст}^*)_{II} = \frac{(L_{ст})_{II}}{(L_{ад.ст})_{II}} = \frac{159800}{177800} = 0,898.$$

10. Уточняем адиабатическую работу расширения газа и к. п. д. турбины

$$L_{ад.т}^* = \frac{k}{k-1} RT_0^{*'} \left[1 - \left(\frac{p_2^*}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 1155 \cdot 1300 \left[1 - \left(\frac{0,354}{1,20} \right)^{0,25} \right] = 395200 \text{ Дж/кг};$$

$$\eta_t^* = \frac{L_t}{L_{ад.т}^*} = \frac{358000}{395200} = 0,908.$$

Полученный и принятый в начале расчета к. п. д. турбины практически совпадают.

8. 2. 4. Определение параметров потока на внутреннем и наружном радиусах второй ступени

Принимаем изменение окружной составляющей скорости в осевом зазоре и на выходе из рабочего колеса по закону постоянства циркуляции: $c_{1u}r = \text{const}$ и $c_{2u}r = \text{const}$.

Результаты расчета сводим в табл. 8. 4.

Расчет параметров потока в ступенях турбины на различных радиусах по закону постоянства циркуляции (при условии $\varphi < 1$ и $\psi < 1$) показал, что:

1) при больших относительных диаметрах втулки (в данном примере $\bar{d}_I = 0,829$, $\bar{d}_{II} = 0,787$) осевые составляющие скоростей потока c_{1a} и c_{2a} по радиусу изменяются мало: $(\Delta c_{1a})_I = 5,8\%$; $(\Delta c_{1a})_{II} = 3,3\%$; $(\Delta c_{2a})_I = 1,4\%$; $(\Delta c_{2a})_{II} = 0,8\%$;

2) изменение c_{1a} и c_{2a} по радиусу возрастает с ростом закрутки потока и с уменьшением относительного диаметра втулки $\bar{d}$. Так, например, расчеты второй ступени показали, что при тех же параметрах потока на среднем радиусе и уменьшении относительного диаметра втулки $\bar{d}_{II}$ от 0,787 до 0,6 изменение осевых скоростей по радиусу возрастает соответственно Δc_{1a} — от 3,3% до 10,7% и Δc_{2a} — от 0,8% до 2,8%.

Данный пример показывает, что при больших относительных диаметрах втулки ступени (при относительно коротких лопатках) в расчетах параметров потока по радиусу по закону $\Gamma = \text{const}$ приближенно можно принимать c_{1a} и c_{2a} постоянными по радиусу.

Таблица 8.4

Определяемая величина и расчетная формула	Размерность	Расчетный диаметр, м		
		0,730	0,825	0,926
$\bar{r} = \frac{r}{r_{\text{cp}}}$	—	0,885	1,0	1,135
$c_{1u} = (c_{1u})_{\text{cp}} \frac{1}{\bar{r}}$	м/с	539	477	421
$c_{1a} = \sqrt{(c_{1a})_{\text{cp}}^2 + (c_{1u})_{\text{cp}}^2} \times$ $\times \sqrt{(1 - \varphi^2) \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^2}\right)}$	м/с	269	274	278
$\alpha_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u}}$	град	26°31'	29°54'	33°30'
$u_1 = u_{1\text{cp}} \bar{r}$	м/с	283	320	363
$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1}$	град	46°24'	60°12'	78°12'
$w_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \beta_1}$	м/с	372	316	284
$c_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + c_{1u}^2}$	м/с	602	550	504
$T_1 = T_0^{*1} - \frac{c_1^2}{2310}$	К	971	997	1010
$p_1 = p_0^{*'} \left(1 - \frac{c_1^2}{\varphi^2 \cdot 2310 T_0^{*'}}\right)$	МПа	0,338	0,378	0,415
$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2310}$	К	1028	1037	1042
$c_{1u} = (c_{1u})_{\text{cp}} \frac{1}{\bar{r}}$	м/с	25	22	19

Определяемая величина и расчетная формула	Размерность	Расчетный диаметр, м		
		0,730	0,825	0,926
$u_2 = u_{2cp} \bar{r}$	м/с	280	317	369
$c_{2a} = \sqrt{(c_{2a})_{cp}^2 + (1 - \psi^2) [(1 - \bar{r}^2) \times \sqrt{u_{cp}^2 + \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^2}\right) (c_{2u})_{cp}^2}] + \sqrt{(1 - \varphi^2) \psi^2 \left(1 - \frac{1}{\bar{r}^2}\right) (c_{1u})_{cp}^2}}$	м/с	312	313	314
$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}}$	град	85°25'	86°	86°32'
$\beta_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u} + u_2}$	град	45°38'	42°42'	38°39'
$w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \beta_2}$	м/с	437	461	492
$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2}$	м/с	313,5	314	314,6
$T_2 = T_2^* - \frac{c_2^2}{2310}$	К	948,5	948,3	948,2
$p_2 = p_1 \left[1 - \frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{2310 T_1} \right]^4$	МПа	0,296	0,298	0,299
$L_{ал.р.к} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2 \right]$	Дж/кг	35200	66200	91800
$L_{ал.ст} = \frac{k}{k-1} R T_0' \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0'}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	Дж/кг	202500	200600	200000
$\varrho = \frac{L_{ал.р.к}}{L_{ал.ст}}$	—	0,174	0,33	0,459

8.3. ПРИМЕР ПРИБЛИЖЕННОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ ТРД

В ряде случаев в соответствии с заданием на курсовой или дипломный проект от студента не требуется выполнять детальные расчеты всех ступеней многоступенчатой турбины. В этом случае детальные расчеты производятся только одной, обычно последней, ступени турбины. Методика такого приближенного расчета рассматривается в нижеприведенном примере.

Исходные данные для расчета примем такие же, как в рассмотренном выше примере ($G_T=92$ кг/с; $p_0^*=1,2$ МПа; $T_0^*=1300$ К; $L_T=358\,000$ Дж/кг; $n=7340$ об/мин; $k=1,33$).

Определяется число ступеней турбины, распределяется работа между ступенями, выбирается форма проточной части и определяются ее размеры (см. пп. 1—5 рассмотренного выше примера и схему проточной части рис. 8.2 *).

В результате расчета получаем

$(L_{ст})_I=198\,200$ Дж/кг; $(L_{ст})_{II}=159\,800$ Дж/кг; $T_2^*=990$ К; $p_2^*=0,355$ МПа;

$D_H=0,93$ м; $D_{B2}=0,72$ м; $D_{cp2}=0,825$ м.

8.3.1. Газодинамический расчет второй ступени турбины по среднему диаметру

Исходными данными для расчета ступени являются: работа ступени $(L_{ст})_{II}=159\,800$ Дж/кг, частота вращения ротора $n=7340$ об/мин, параметры потока на выходе из ступени ($p_2^*=0,355$ МПа, $T_2^*=990$ К), форма и размеры проточной части.

Расчет будем производить по методике, когда в качестве исходных параметров приняты $\lambda_{2c}=0,55$ и $\alpha_2=86^\circ$.

1. Определяем скорости газа на выходе из ступени:
абсолютная скорость газа

$$c_2 = \lambda_{2c} 18,3 \sqrt{T_2^*} = 0,55 \cdot 18,3 \sqrt{990} = 314 \text{ м/с;}$$

осевая и окружная составляющие абсолютной скорости

$$c_{2a} = c_2 \sin \alpha_2 = 314 \cdot 0,9976 = 313 \text{ м/с;}$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 314 \cdot 0,0698 = 22 \text{ м/с;}$$

окружная составляющая относительной скорости

$$\omega_{2u} = c_{2u} + u_2 = 22 + 317 = 339 \text{ м/с,}$$

где

$$u_2 = \frac{\pi D_{cp2} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,825 \cdot 7340}{60} = 317 \text{ м/с;}$$

относительная скорость газа

$$\omega_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + \omega_{2u}^2} = \sqrt{313^2 + 339^2} = 461 \text{ м/с.}$$

2. Определяем окружную составляющую абсолютной скорости газа на входе в рабочее колесо.

Приближенно принимаем $u_1 \cong u_2 = u = 317$ м/с.

*) Методика расчета параметров турбины в пп. 1—5 и результаты расчета точно такие же, как в рассмотренном выше примере расчета в пп. 1—5.

Тогда

$$c_{1u} = \frac{(L_{\text{сг}})_{II}}{u} - c_{2u} = \frac{159800}{317} - 22 = 482 \text{ м/с};$$

$$\lambda_{c_{1u}} = \frac{c_{1u}}{18,3 \sqrt{T_1^*}} = \frac{482}{18,3 \sqrt{1128}} = 0,791,$$

где

$$T_1^* = T_0^* - \frac{(L_{\text{сг}})_I}{1155} = 1300 - \frac{198200}{1155} = 1128 \text{ К.}$$

3. Находим угол потока α_1 и абсолютную скорость газа c_1 в осевом зазоре. Из уравнения расхода находим

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{\bar{G}_r}{\sigma_{\text{с.а}}^* q(\lambda_{1c})}, \quad (8.9)$$

где постоянная

$$\bar{G}_r = \frac{G_r \sqrt{T_1^*}}{m F_1 p_2^*} = \frac{92 \sqrt{1128}}{0,0396 \cdot 0,2537 \cdot 0,635 \cdot 10^6} = 0,484;$$

площадь проходного сечения

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2) = \frac{3,14}{4} (0,9302^2 - 0,7362^2) = 0,2537 \text{ м}^2;$$

полное давление на входе во вторую ступень

$$p_2^* = p_0^* \left(1 - \frac{(L_{\text{сг}})_I}{1155 T_0^* (\eta_{\text{сг}})_I} \right)^4 = 1,2 \left(1 - \frac{198200}{1155 \cdot 1300 \cdot 0,9} \right)^4 = 0,635 \text{ МПа.}$$

КПД первой ступени принят равным $(\eta_{\text{сг}})_I = 0,9$.

В качестве второго уравнения используется зависимость

$$\cos \alpha_1 = \frac{\lambda_{c_{1u}}}{\lambda_{1c}} = \frac{0,791}{\lambda_{1c}}. \quad (8.10)$$

Систему уравнений (8.6) и (8.10) решаем графически (см. § 8.2.1) и находим $\alpha_1 = 30^\circ$, $\lambda_{1c} = 0,91$. Тогда

абсолютная скорость газа

$$c_1 = \frac{c_{1u}}{\cos \alpha_1} = \frac{482}{0,866} = 556 \text{ м/с};$$

осевая составляющая абсолютной скорости

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 556 \cdot 0,5 = 278 \text{ м/с};$$

относительная скорость на входе в рабочее колесо

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 - 2u_1 c_{1u} + u_1^2} = \sqrt{556^2 - 2 \cdot 317 \cdot 482 + 317^2} = 322 \text{ м/с.}$$

4. Определяем давление и температуру газа на выходе из соплового аппарата

$$p_1 = p_2^* \sigma_{\text{с.а}}^* \pi(\lambda_{1c}) = 0,635 \cdot 0,978 \cdot 0,6048 = 0,375 \text{ МПа};$$

$$T_1 = T_1^* \tau(\lambda_{1c}) = 1128 \cdot 0,8827 = 995 \text{ К.}$$

5. Находим углы относительных скоростей на входе и выходе из рабочего колеса

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1} = \arctg \frac{278}{482 - 317} = 59^\circ 19';$$

$$\beta_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{w_{2u}} = \arctg \frac{313}{319} = 42^\circ 42'.$$

6. Определяем температуру и давление на выходе из ступени

$$T_2 = T_2^* (\lambda_{2c}) = 990 \cdot 0,9572 = 947 \text{ К};$$

$$p_2 = p_2^* (\lambda_{2c}) = 0,355 \cdot 0,8382 = 0,297 \text{ МПа}.$$

Тогда адиабатическая работа расширения газа в рабочем колесе

$$L_{\text{ад.р.к}} = 1155 T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,25} \right] = 1155 \cdot 995 \left[1 - \left(\frac{0,297}{0,375} \right)^2 \right] = 65200 \text{ Дж/кг};$$

адиабатическая работа расширения газа в ступени

$$L_{\text{ад.ст}} = 1155 T_0^{*'} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^{*'}} \right)^{0,25} \right] = 1155 \cdot 1128 \left[1 - \left(\frac{0,298}{0,635} \right)^{0,25} \right] = 225200 \text{ Дж/кг};$$

степень реактивности ступени на среднем радиусе

$$q_{\text{ср}} = \frac{L_{\text{ад.р.к}}}{L_{\text{ад.ст}}} = \frac{65200}{225200} = 0,289.$$

После расчета ступени по среднему диаметру выбирается закон изменения параметров потока по длине лопатки и определяются параметры потока на внутреннем и наружном радиусах.

8.3.2. Определение параметров потока в ступени на внутреннем и наружном радиусах

Принимаем изменение окружной составляющей абсолютной скорости в осевом зазоре и за рабочим колесом по закону $c_u r = \text{const}$ и $c_a = \text{const}$.

Для удобства проверки профилей выполненных лопаток с помощью шаблонов за расчетные сечения принимаем $D_{\text{н}} = 0,926 \text{ м}$, $D_{\text{ср}} = 0,825 \text{ м}$ и $D_{\text{в}} = 0,730 \text{ м}$.

Расчет ведется в предположении $p_0^* = \text{const}$ и $T_0^* = \text{const}$ по длине лопатки. В этом случае при $L_{\text{ст}} = \text{const}$ и постоянном значении потерь параметры потока p_2^* и T_2^* также будут постоянными по длине лопатки. Кроме того, при расчете $L_{\text{ад.ст}}$ приближенно принимаем $T_0^{*'} = \text{const}$ по длине лопатки.

Результаты расчета сводим в таблицу 8.5.

8.4. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

В данном примере ограничимся построением профилей лопатки рабочего колеса второй ступени для трех цилиндрических сечений, соответствующих $D_{\text{н}} = 0,926 \text{ м}$, $D_{\text{ср}} = 0,825 \text{ м}$ и $D_{\text{в}} = 0,730 \text{ м}$ (схема проточной части турбины приведена на рис. 8.2).

Следует иметь в виду, что при таком выборе расчетных сечений лопатки исходный профиль будет установлен не по линиям

Таблица 8.5

Определяемая величина и расчетная формула	Размерность	Расчетный диаметр, м		
		0,730	0,825	0,926
$\bar{r} = \frac{r}{r_{\text{cp}}}$	—	0,885	1,0	1,135
$c_{1u} = c_{1u \text{ cp}} \frac{1}{r}$	м/с	545	482	425
$c_{1a} = \text{const}$	м/с	278	278	278
$\alpha_1 = \text{arctg} \frac{c_{1a}}{c_{1u}}$	град	26°45'	30°	32°54'
$u_1 \cong u_2 = u_{\text{cp}} \bar{r}$	м/с	280	317	360
$\beta_1 = \text{arctg} \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1}$	град	46°24'	59°19'	76°51'
$w_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \beta_1}$	м/с	384	322	285
$c_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + c_{1u}^2}$	м/с	610	556	503
$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2310}$	К	967	995	1018
$p_1 = p_0^* \left(1 - \frac{c_1^2}{\varphi^2 \cdot 2310 \cdot T_0^*} \right)^4$ где $\varphi = 0,97 = \text{const}$	МПа	0,335	0,375	0,411
$c_{2u} = c_{2u \text{ cp}} \frac{1}{r}$	м/с	25	22	20

Определяемая величина и расчетная формула	Размерность	Расчетный диаметр, м		
		0,730	0,825	0,926
$c_{2a} = \text{const}$	м/с	313	313	313
$\alpha_2 = \text{arctg} \frac{c_{2a}}{c_{2u}}$	град	85°26'	86°	86°20'
$\beta_2 = \text{arctg} \frac{c_{2a}}{c_{2u} + u_2}$	град	45°44'	42°42'	39°30'
$w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \beta_2}$	м/с	437	461	492
$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2}$	м/с	314,1	314	313,7
$T_2 = T_2^* - \frac{c_2^2}{2310}$	К	946,9°	947°	947,4°
$p_2 = p_2^* \left(\frac{T_2}{T_2^*} \right)^4$	МПа	0,297	0,297	0,298
$L_{\text{ал.р.к}} = 1155 T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,25} \right]$	Дж/кг	33800	65200	91200
$L_{\text{ал.ст}} = 1155 T_0^{*'} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^{*'}} \right)^{0,25} \right]$	Дж/кг	225200	225200	224300
$\varrho = \frac{L_{\text{ал.р.к}}}{L_{\text{ст}}}$	—	0,150	0,289	0,406

тока в проточной части. Однако разница между сечениями лопатки по линиям тока и расчетными сечениями будет невелика и влиянием этого на течение газа в решетке можно пренебречь.

Исходные данные для профилирования лопаток приведены в табл. 8.6.

Таблица 8.6

Параметр	Расчетный диаметр, м		
	0,730	0,825	0,926
β_1	46°24'	59°19'	76°51'
β_2	45°44'	42°42'	39°30'
$\varepsilon = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$	87°52'	77°59'	63°39'
$M_{2w} = \frac{w_2}{\sqrt{kRT_2}}$	0,727	0,77	0,817

Профилирование лопаток производится в следующем порядке.

1. Выбираются основные параметры решетки и профиля:

1) относительный шаг решетки рабочего колеса на внутреннем радиусе, для чего можно воспользоваться эмпирической формулой В. И. Дышлевского:

$$\left(\frac{t}{b}\right)_B = 0,55 \left[\frac{180}{180 - (\beta_1 + \beta_2)} \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right]^{\frac{1}{3}} (1 - \bar{c}) =$$

$$= 0,55 \left[\frac{180}{87,9} \cdot \frac{0,724}{0,715} \right]^{\frac{1}{3}} (1 - 0,18) = 0,575,$$

где относительная толщина профиля на внутреннем радиусе в первом приближении принята равной $\bar{c} = 18\%$;

2) углы атаки — на наружном радиусе $i_n = -3^\circ$, на среднем радиусе $i_{cp} = -1^\circ$ и на внутреннем радиусе $i_B = 2^\circ$.

2. По графику $\Delta\beta = f(M_{w2}, \beta_2)$ (см. рис. 5.5) на трех расчетных радиусах определяем углы отставания потока $\Delta\beta$, а затем выходной угол $\beta_{2p} = \beta_2 - \Delta\beta$.

3. Определяем величину хорды лопатки рабочего колеса на внутреннем радиусе, где она мало отличается от ширины, поэтому для нахождения шага решетки и количества лопаток можно принять $b \cong s_B = 30$ мм;

шаг решетки рабочего колеса на внутреннем радиусе

$$t_B = s_B \left(\frac{t}{b}\right)_B = 30 \cdot 0,575 = 17,25 \text{ мм};$$

число рабочих лопаток

$$z_{p.k} = \frac{\pi D_B}{t_B} = \frac{3,14 \cdot 730}{17,25} = 132,5.$$

Принимаем число лопаток рабочего колеса $z_{p.k} = 132$ и соответственно $t_B = 17,3$ мм.

4. Находим шаг и густоту решетки на среднем и наружном радиусах

$$t_{cp} = t_B \frac{D_{cp}}{D_B} = 17,3 \cdot \frac{0,825}{0,730} = 19,55 \text{ мм};$$

$$t_H = t_B \frac{D_H}{D_B} = 17,3 \cdot \frac{0,926}{0,730} = 21,98 \text{ мм}.$$

При постоянной по длине лопатки хорде $b=30$ мм находим

$$\left(\frac{t}{b}\right)_{cp} = 0,652, \quad \left(\frac{t}{b}\right)_H = 0,733.$$

5. Определяем ширину узкого сечения межлопаточного канала на среднем радиусе

$$a = t \sin \beta_{2p} = 19,55 \cdot 0,6494 = 12,7 \text{ мм}$$

и относительную высоту узкого сечения межлопаточного канала

$$\frac{h_L}{a} = \frac{105}{12,7} = 8,27.$$

Из условия приемлемой величины концевых потерь величина h/a должна быть не менее 6—7.

6. Определяем угол наклона средней геометрической скорости β_m на трех расчетных радиусах по формуле

$$\beta_m = \arctg \frac{w_1 \sin \beta_1 + w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - w_1 \cos \beta_1}$$

и угол установки профиля в решетке ϑ . На наружном и среднем радиусах принимаем $\vartheta = \beta_m$, а на внутреннем — $\vartheta = 0,85 \beta_m$.

7. Находим величины относительной толщины профиля на расчетных радиусах. Принимаем на наружном радиусе $\bar{c}_H = 6\%$ или $c_H = 1,8$ мм. (По условиям вибропрочности лопаток на периферии $\bar{c}_H$ должно быть не менее 4—5%. Обычно величина $c_H \geq 1,5 \div 2,0$ мм).

Для определения площади профиля можно воспользоваться приближенной зависимостью

$$f = K \frac{b^2}{s} c,$$

где f — площадь профиля;

K — коэффициент;

b — хорда;

$s = b \sin \vartheta$ — ширина решетки;

c — максимальная толщина профиля.

По статистическим данным ряда выполненных турбин $K = 0,6 \div 0,72$ (большие значения K относятся к корневым сечениям лопатки).

Площадь сечения лопатки на любом радиусе может быть определена по формуле

$$f_r = f_B - (f_B - f_H) \bar{x}^m,$$

$$\text{где } \bar{x} = \frac{r - r_B}{h_L};$$

r_B — радиус корневого сечения лопатки;

$$h_L = r_H - r_B.$$

При линейном законе изменения площадей сечений лопатки по радиусу $m=1$.

Определяем относительную толщину профиля на внутреннем радиусе, где $\beta_{1л} \approx \beta_{2л}$, из условия, что максимальная толщина профиля

$$c_{\max} \cong t - a = t(1 - \sin \beta_{2p})$$

и

$$\bar{c} = \frac{c_{\max}}{b} \leq \frac{t(1 - \sin \beta_{2p})}{b}.$$

В данном примере

$$\frac{t(1 - \sin \beta_{2p})}{b} = \frac{17,3(1 - 0,673)}{30} = 0,189.$$

Принимаем относительную толщину профиля на внутреннем радиусе $\bar{c}_в = 0,186$ и максимальную толщину профиля $c_в = \bar{c}_в b = 5,6$ мм.

Отношение площадей сечения лопатки на наружном и внутреннем радиусах при $b = \text{const}$ приблизительно можно принять равным отношению толщин профилей

$$\bar{f} = \frac{f_n}{f_v} \approx \frac{c_n}{c_v} = \frac{1,8}{5,6} = 0,32.$$

Полученное значение $\bar{f}$ близко к ранее принятому при расчете запаса прочности лопаток $\bar{f} = 0,3$. (Если отношение площадей $\bar{f}$ получится существенно отличным от ранее принятого значения, то необходимо произвести дополнительную проверку запаса прочности лопаток).

Для принятого ранее линейного закона изменения площадей сечений лопатки по длине относительная толщина лопатки на среднем радиусе

$$\bar{c}_{ср} \cong \frac{\bar{c}_н + c_в}{2} = \frac{0,06 + 0,186}{2} = 0,123,$$

а толщина профиля

$$c_{ср} = \bar{c}_{ср} b = 0,123 \cdot 30 = 3,69 \text{ мм.}$$

8. В соответствии с рекомендациями в гл. VI принимаем радиусы закругления входной (r_1) и выходной (r_2) кромок, а также углы заострения кромок φ_1 и φ_2 .

Результаты определения основных параметров решетки и профиля сводим в табл. 8.7.

9. Строятся профили лопаток по исходным данным, приведенным в табл. 8.7 (рис. 8.5).

Профили лопатки могут быть построены по одному из способов, изложенных в § 5.2. В данном примере контуры профиля на всех трех расчетных радиусах очерчиваются по дугам парабол. Спинка профилей описана одной, а корытце двумя дугами парабол.

Затем на расстоянии шага решетки в данном сечении строится соседний профиль и проверяется ширина узкого сечения межлопаточного канала a .

Результаты построения должны показать, что полученная ширина узкого сечения межлопаточного канала удовлетворяет условию $a = t \sin \beta_{2p}$.

Если окажется, что $a \neq t \sin \beta_{2p}$, то путем изменения очертания выходной кромки (изменения угла φ_2 или δ) или изменением угла установки профиля θ добиваются выполнения условия $a = t \sin \beta_{2p}$. Величина угла отгиба спинки профиля за узким сечением межлопаточного канала $\delta_л$ также должна находиться в допустимых пределах.

После этого проверяется изменение проходных сечений по длине межлопаточного канала. Видно, что межлопаточные каналы в периферийном и среднем сечениях имеют плавно изменяющуюся конфузурную форму. Канал корне-

вого сечения имеет небольшую диффузорность на выходном участке, но эта диффузорность лежит в допустимых пределах (см. § 5.1).

Таблица 8.7

Параметр	Размерность	Значение параметров в сечениях		
		$D_B=0,730$ м	$D_{cp}=0,825$ м	$D_H=0,926$ м
t/b	—	0,611	0,69	0,776
i	град	2	—1	—3
β_{2p}	град	42°18'	40°32'	38°24'
b	мм	30	30	30
t	мм	17,30	19,55	21,98
θ	град	90°54'	103°00'	122°48'
s	мм	30,0	29,2	25,2
c	мм	5,6	3,69	1,8
r_1	мм	0,9	0,7	0,5
r_2	мм	0,6	0,5	0,4
φ_1	град	24	16	8
φ_2	град	10	7	5

При неблагоприятном изменении проходного сечения межлопаточного канала (например, при значительной местной диффузорности канала) его надо исправить, например, путем смещения расположения максимальной толщины профиля вдоль хорды лопатки, изменения величины углов заострения входной и выходной кромок или за счет допустимого изменения максимальной толщины профиля.

После построения профилей в расчетных сечениях согласовывают профили отдельных сечений и строят профильную часть лопатки (см. § 5.3). Затем делается рабочий чертеж (см. приложение V) лопатки и составляются технические условия на ее изготовление.

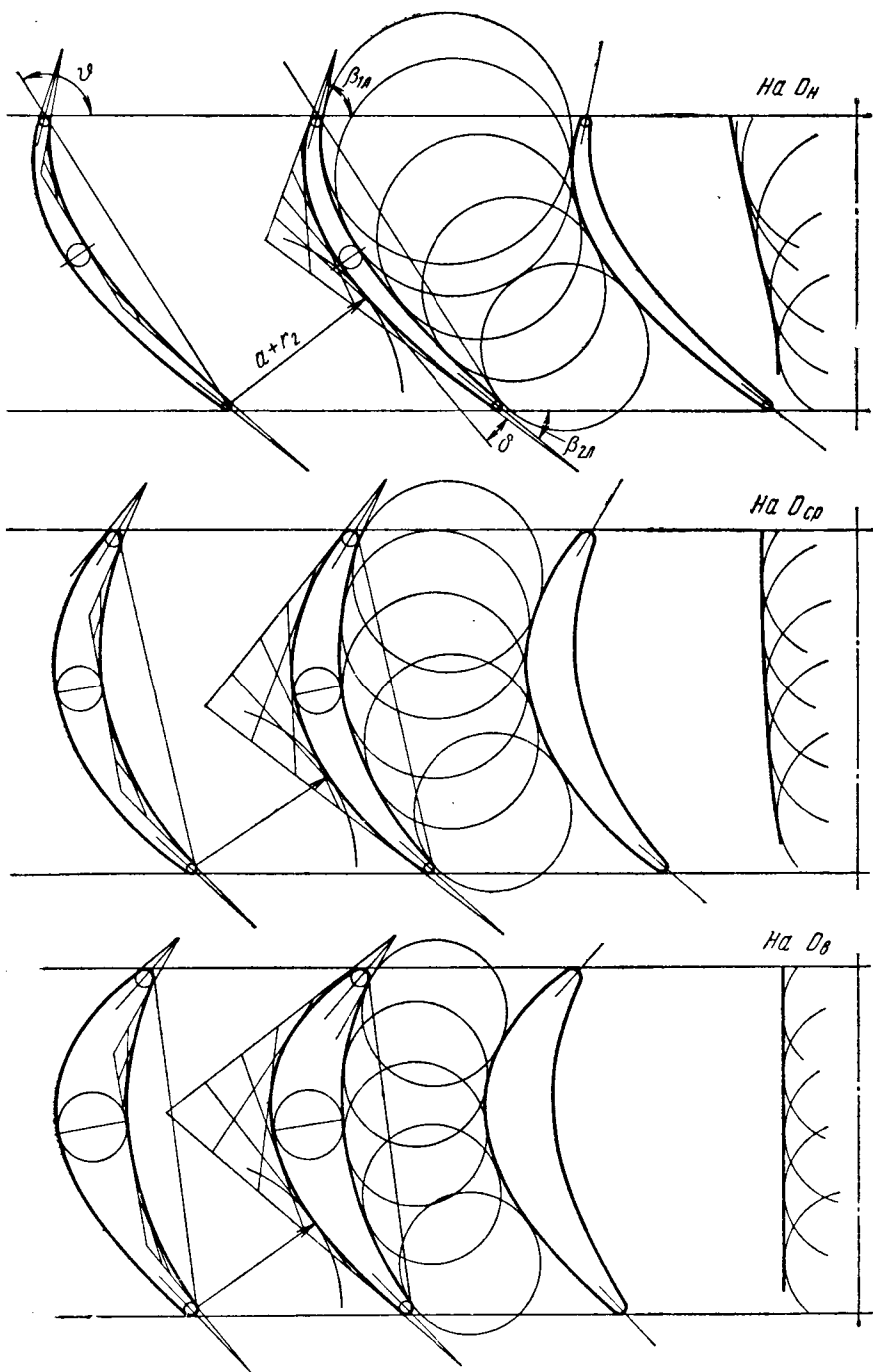


Рис. 8. 5. Построение профилей лопаток

НЕРАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ
ТУРБИНЫ9.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РЕЖИМАХ РАБОТЫ
И ХАРАКТЕРИСТИКАХ ТУРБИНЫ

Совокупность основных физических величин (p^* , T^* , c), характеризующих турбину, называют режимом работы турбины. Определение основных параметров и размеров проточной части турбины производится для одного режима работы, называемого расчетным.

Этому режиму, как правило, соответствует взлетный или номинальный режим работы двигателя. Соответствующие расчетному режиму работы турбины значения степени расширения газа π_t^* , работы L_t , к. п. д. η_t^* , массового расхода газа G_t , частоты вращения n и других параметров называются расчетными.

На расчетном режиме обеспечивается безотрывное обтекание лопаток под наимыгоднейшими углами атаки. При работе турбины в системе ГТД в зависимости от режима полета и режима работы двигателя параметры газа на входе в турбину (p_0^* , T_0^*) и режим работы турбины могут сильно изменяться.

В курсах теории газовых турбин [7, 25, 32] доказывается, что для ступени турбины с заданными геометрическими размерами (или для геометрически подобных турбин) режим работы определяется тремя параметрами рабочего тела (газа) p_0^* , T_0^* и p_2 , частотой вращения n и четырьмя параметрами, характеризующими физико-химические свойства газа: удельной теплоемкостью c_p (или отношением удельных теплоемкостей k), газовой постоянной R , коэффициентом динамической вязкости μ и коэффициентом теплопроводности λ .

Режимы работы турбины (потоки реального газа) называются газодинамически подобными, если соблюдается геометрическое подобие (постоянство отношений всех одноименных размеров), кинематическое подобие (подобие полей скоростей) и динамическое подобие (подобие полей давлений и температур, а соответственно и подобие сил давления, вязкости и сил инерции).

Установившиеся течения в геометрически подобных каналах являются подобными, если отношения скоростей, давлений и тем-

ператур в любых двух сходственных точках являются одинаковыми:

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{c'_2}{c'_1} = \text{idem}; \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{p'_2}{p'_1} = \text{idem}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{T'_2}{T'_1} = \text{idem}.$$

Из этого следует, что поля давлений, температур и скоростей в любых соответственно расположенных сечениях по тракту турбины являются подобными.

На подобных режимах остаются неизменными не только отношения одноименных физических величин, но и любые безразмерные комплексы, составленные из этих физических величин, также должны оставаться неизменными.

В теории подобия установлено, что среди различных безразмерных комплексов, составленных из физических величин, существуют комплексы, определяющие данное явление (или течение газа). Такие безразмерные комплексы носят название критериев подобия.

Наиболее часто в турбомашинах в качестве критериев подобия принимают:

— показатель адиабаты $k = \frac{c_p}{c_v}$;

— число Маха $M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{kRT}}$;

— параметр u/c ;

— число Рейнольдса $Re = \rho c l / \mu$ (или $Re = \rho c D / \mu$);

— число Прандтля $Pr = \mu c_p / \lambda$.

Задаваемые значения этих пяти критериев полностью определяют режим работы ступени турбины. На подобных режимах

$$k = k' = \text{idem}; \quad M = M' = \text{idem}; \quad \frac{u}{c} = \frac{u'}{c'} = \text{idem};$$

$$Re = Re' = \text{idem}; \quad Pr = Pr' = \text{idem}$$

и все другие безразмерные параметры, например, перепады давлений и температур в двух сходственных сечениях, к. п. д. турбины и др. при любых значениях параметров газа на входе в турбину остаются одинаковыми.

Величина показателя адиабаты k зависит от температуры и состава газов. В турбинах авиационных ГТД в реализуемом в настоящее время диапазоне температур газа величину k при анализе нерасчетных режимов практически можно считать постоянной. Поэтому показатель адиабаты k обычно исключают из числа параметров, определяющих режим работы турбины.

Число Прандтля, характеризующее физические свойства рабочего тела, определяется числом атомов в молекуле газа и не зависит ни от давления, ни от температуры газа. Так как расчет турбин на нерасчетных режимах ведется для определенных га-

зов (обычно двухатомных газов), то влиянием числа Прандтля на режим работы турбины также обычно пренебрегают.

При условии принятых допущений подобие течения газа в турбине будет определяться критериями Маха, Рейнольдса и параметром u/c .

Как известно из газовой динамики, число M характеризует влияние сжимаемости жидкости (газа), а число Re — влияние вязкости жидкости (газа) на характер течения и гидравлические потери в турбине, параметр u/c определяет кинематическое подобие потоков в турбине (подобие планов скоростей).

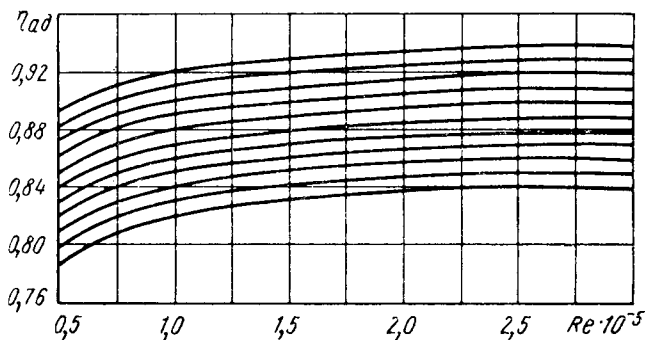


Рис. 9.1. Зависимость адиабатического к. п. д. турбины от числа Re

Турбины авиационных ГТД обычно работают в области автомодельности по числу Re (кроме турбин маломощных ГТД, и при работе ГТД на больших высотах). Поэтому при расчете основных параметров турбины на нерасчетных режимах влияние изменения числа Re на гидравлические потери в турбине не учитывается. Если число Re турбины не лежит в области автомодельности ($Re < 1,5 \cdot 10^5$), то при определении к. п. д. и других параметров турбины необходимо вносить поправки на влияние числа Re на основании экспериментальных данных. Для оценки влияния числа Re на к. п. д. турбины могут быть использованы экспериментальные зависимости В. М. Акимова (рис. 9.1), приведенные в работе [1].

При работе турбины в автомодельной области по числу Re подобие режимов работы турбины будет определяться только двумя критериями: числом M и параметром u/c .

Критерии подобия M и u/c могут определяться по параметрам в любом сечении по тракту турбины. Наиболее удобно рассматривать эти параметры в осевом зазоре турбины, т. е. $M_1 = c_1/a_1$ и u_1/c_1 . На практике для определения подобия режимов работы турбины можно использовать и другие критериальные параметры, пропорциональные критериям M_1 и u_1/c_1 .

Имея в виду, что $M_1 \frac{u_1}{c_1} = \frac{c_1}{a_1} \frac{u_1}{c_1} = \frac{u_1}{a_1} = M_{1u}$, получим критерии подобия M_1 и M_{1u} и однозначно связанные с ними критерии λ_1 и λ_{1u} .

Вместо критерия подобия λ_1 может быть использована однозначно связанная с ним величина относительной плотности тока $q(\lambda_1)$, характеризующая величину расхода газа через турбину

$$q(\lambda_1) = \frac{1}{m \sigma_{c.a}^* F_1 \sin \alpha_1} \frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{P_0^*} \approx \text{const} \frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{P_0^*}.$$

Критерий подобия λ_{1u} можно связать с величиной числа оборотов турбины в минуту:

$$\lambda_{1u} = \frac{u_1}{a_{\text{кр}1}} = \frac{\pi D}{60 \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R}} \frac{n}{\sqrt{T_0^*}} = \text{const} \frac{n}{\sqrt{T_0^*}}.$$

В ряде случаев вместо λ_1 оказывается более удобным использовать параметр λ_2 (или λ_{2w}) на выходе из рабочего колеса.

При работе турбины в системе ГТД основными параметрами, характеризующими турбину и определяющими режим работы двигателя на стенде или заданном режиме полета, являются:

- 1) массовый расход газа G_r или параметр

$$\frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{P_0^*} = \sigma_{c.a}^* F_1 m q(\lambda_1) \sin \alpha_1, \text{ характеризующий пропускную}$$

способность турбины;

- 2) работа турбины L_T или параметр L_T/T_0^* ;

3) коэффициент полезного действия турбины η_T^* , характеризующий совершенство турбины как элемента двигателя;

- 4) степень расширения газа в турбине $\pi_T^* = P_0^*/P_2^*$ или $\pi_T = P_0^*/P_2$;

- 5) частота вращения турбины или параметр $n/\sqrt{T_0^*}$.

Параметры G_r , L_T и η_T^* характеризуют эффективность работы турбины на данном режиме работы двигателя. Параметры π_T^* и n являются режимными параметрами, определяющими режим течения газа в турбине. В процессе эксплуатации газотурбинного двигателя они могут изменяться из-за изменения степени сжатия компрессора, температуры газа перед турбиной и изменения нагрузки турбины.

Зависимости параметров эффективности турбины G_r , L_T и η_T^* от режимных параметров π_T^* (или π_T) и n обычно называют характеристиками турбины. Для придания характеристикам турбины универсальности их необходимо представлять в виде зависимостей критериальных параметров

$$\left. \begin{aligned} \frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} &= f\left(\pi_r, \frac{n}{\sqrt{T_0^*}}\right); \\ \frac{L_r}{T_0^*} &= f\left(\pi_r, \frac{n}{\sqrt{T_0^*}}\right); \\ \eta_r^* &= f\left(\pi_r, \frac{n}{\sqrt{T_0^*}}\right), \end{aligned} \right\} \quad (9.1)$$

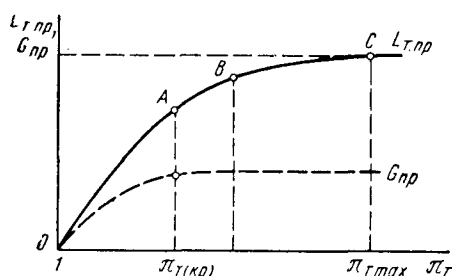
или приведенных параметров

$$\left. \begin{aligned} G_{np} &= f(\pi_r, n_{np}); \\ L_{r,np} &= f(\pi_r, n_{np}); \\ \eta_r^* &= f(\pi_r, n_{np}), \end{aligned} \right\} \quad (9.2)$$

где $G_{np} = G_r \sqrt{\frac{T_0^*}{T_{0p}^*}} \frac{p_{0p}^*}{p_0^*}$; $n_{np} = n \sqrt{\frac{T_{0p}^*}{T_0^*}}$; $L_{r,np} = L_r \frac{T_{0p}^*}{T_0^*}$,
 p_{0p}^* и T_{0p}^* — значения давления и температуры газа перед турбиной на расчетном режиме.

Экспериментальная характеристика одноступенчатой турбины, представленная в виде зависимостей G_{np} и $L_{r,np}$ от π_r при $n_{np} = \text{const}$, показана на рис. 9.2.

В зависимости от выбора системы параметров характеристики турбины могут иметь и другое графическое изображение. В ряде работ [8, 28] характеристики турбины представляются в виде зависимостей



$$\pi_r^* = f\left(\frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{p_0^*}, \frac{n}{\sqrt{T_0^*}}\right);$$

$$\eta_r^* = f\left(\frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{p_0^*}, \frac{n}{\sqrt{T_0^*}}\right).$$

Рис. 9.2. Зависимости расхода газа и работы от степени расширения газа в турбине при $n = \text{const}$

Характеристики турбины могут быть получены экспериментально (в результате испытания турбин на специальных стендах) или расчетным путем (аналитически). Экспериментальные

характеристики более достоверны, чем расчетные, но они могут быть получены только для уже выполненной турбины или ее модели, а расчетным путем можно получить характеристики как для вновь проектируемой турбины, так и для выполненной.

Теория нерасчетных режимов и методы расчета характеристик турбины совершенствовались и развивались в работах П. К. Казанджана, В. Х. Аби-

анца, О. Н. Емина, Б. А. Черкасова и других исследователей. В настоящее время существующие аналитические методы расчета позволяют получить характеристики турбины с достаточной точностью в сравнительно небольшом диапазоне изменения режимов работы турбины. Для получения достаточно точных характеристик турбины в широком диапазоне изменения режимов (особенно турбин с охлаждаемыми лопатками) необходимо дальнейшее накопление экспериментальных данных и совершенствование методов расчета характеристик турбины.

9.2. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБИНЫ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ЕЕ РЕЖИМА РАБОТЫ

Рассмотрим вначале влияние изменения перепада давления в ступени турбины на расход газа, работу и к. п. д. турбины при постоянном значении частоты вращения n . При этом для простоты будем полагать, что температура и давление газа (p_0^* и T_0^*) на входе в турбину остаются постоянными, а изменение $\pi_T = p_0^*/p_2$ производится путем изменения давления на выходе из турбины.

9.2.1. Изменение расхода газа

С увеличением перепада давления в ступени турбины происходит увеличение перепада давления в сопловом аппарате и рабочем колесе, что сопровождается ростом приведенной скорости на выходе из решеток соплового аппарата (λ_1) и рабочего колеса (λ_{2w}). В результате этого возрастает расход газа через турбину. Действительно, из уравнения расхода для соплового аппарата

$$G_{\text{пр}} = m \frac{\sigma_{\text{с.а}}^* p_{0\text{р}}^*}{\sqrt{T_{0\text{р}}^*}} F_1 \sin \alpha_1 q(\lambda_1) \quad (9.3)$$

следует, что $G_{\text{пр}}$ изменяется пропорционально изменению $\sin \alpha_1 q(\lambda_1)$. Угол α_1 и $\sin \alpha_1$ с увеличением λ_1 до $\lambda_1 \leq 0,65 \div 0,7$ практически остаются постоянными (см. рис. 5.5). Следовательно, в этом диапазоне скоростей потока $G_{\text{пр}} \sim q(\lambda_1)$. При дальнейшем увеличении π_T рост расхода газа с ростом π_T замедляется, так как с увеличением $\pi_{\text{с.а}}$ уменьшается угол отставания потока в решетке, а следовательно, уменьшаются угол α_1 и $\sin \alpha_1$ и замедляется рост $q(\lambda_1)$.

При критическом перепаде давления в сопловом аппарате ($\pi_{\text{с.а}} = 1,85$) в узком сечении (в горле) межлопаточных каналов скорость потока достигает скорости звука ($q_{\text{г.с.а}} = 1$), происходит «запирание» турбины по расходу газа.

Обычно раньше наступает «запирание» соплового аппарата турбины, однако в ступенях турбины с большой степенью реактивности $q \geq 0,5$ раньше наступает «запирание» рабочего колеса, когда $\lambda_{2w} \geq 1$ и $q_{\text{г.р.к}} = 1$.

При запертом сопловом аппарате ($q_{\text{г.с.а}} = 1$) дальнейшее увеличение π_T уже не приводит к увеличению расхода газа через

турбину. В этом случае с увеличением π_T и при соответствующем увеличении $\pi_{с.а}$ и $\pi_{р.к}$ происходит увеличение скорости на выходе из соплового аппарата ($\lambda_1 > 1$) вследствие расширения газа в косом срезе решетки соплового аппарата, увеличивается отклонение потока в косом срезе решетки в сторону увеличения угла α_1 и увеличивается скорость потока на выходе из решетки рабочего колеса (λ_{2w}).

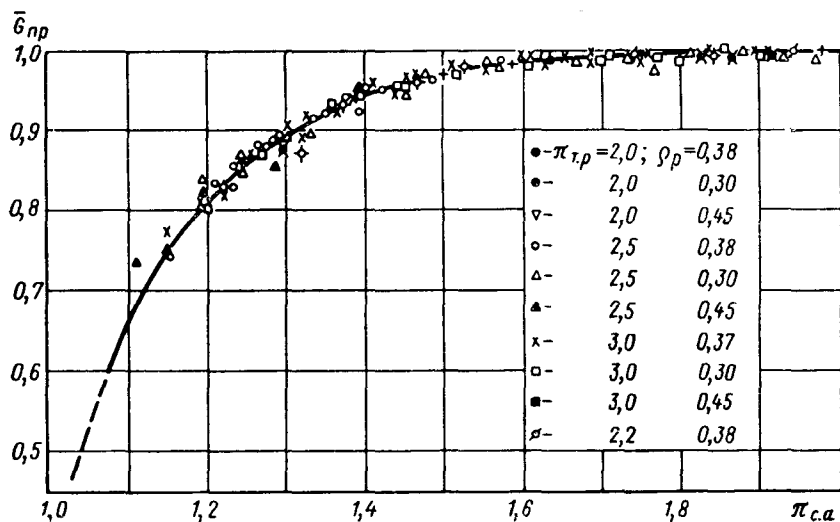


Рис. 9.3. Изменение относительного приведенного расхода газа от перепада давления в сопловом аппарате турбин с различными значениями степени расширения газа и степени реактивности q

Скорость потока на выходе из соплового аппарата растет до тех пор, пока не наступит «запирание» узкого сечения решетки рабочего колеса при $\lambda_{2w} = 1$.

Угол отклонения потока в решетке соплового аппарата (рабочего колеса) при докритических перепадах давления может быть определен по графику рис. 5.5, а при сверхкритических перепадах давления — по формуле

$$\sin \alpha_1 = \frac{\sin \alpha_{1p}}{q(\lambda_1)},$$

полученной из уравнения неразрывности течения между сечениями в горле решетки соплового аппарата и на выходе из нее в сечении $I-I$, где $\sin \alpha_{1p} = a/t$, a — ширина узкого сечения межлопаточного канала, t — шаг решетки.

Зависимость $G_{пр} = f(\pi_{с.а})$ может быть построена в результате расчета по уравнению (9.3). На рис. 9.3 приведена экспериментальная зависимость относительного приведенного расхода газа $G_{пр} = G_{пр}/G_{пр \max}$ от $\pi_{с.а}$ при $\alpha_1 = \text{const}$ по радиусу (заимствована

из работы [8]). Видно, что расход газа достигает максимального значения при критическом перепаде давления в сопловом аппарате ($\pi_{с.а}=1,85$). Для ступени турбины со степенью реактивности $q=0$ запирание турбины по расходу наступает при $\pi_t=\pi_{с.а}=1,85$. С увеличением q турбина «запирается» по расходу газа при более высоких значениях π_t .

Характер зависимости $G_{пр}=f(\pi_t)$ определяется главным образом величиной расчетной степени расширения газа в ступени турбины $\pi_{т.р}$ и в меньшей степени зависит от расчетной степени

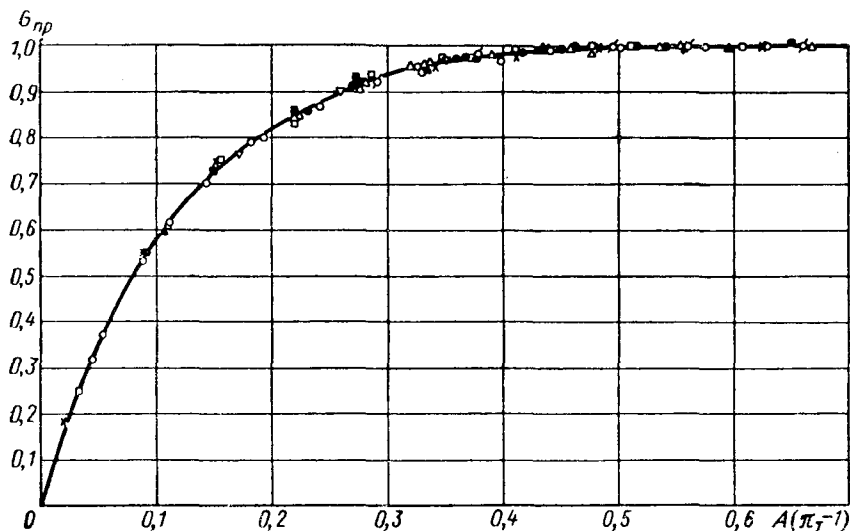


Рис. 9.4. Обобщенная зависимость $\bar{G}_{пр}^2$ от π_t (обозначения по рис. 9.3)

реактивности турбины q_r . При расчете характеристик турбины удобнее иметь одну обобщенную зависимость $\bar{G}_{пр}=f(\pi_t)$, где $\bar{G}_{пр}=G_{пр}/G_{пр.р}$; $\pi_t=\pi_t/\pi_{т.р}$. В результате анализа зависимости $\bar{G}_{пр}=f(\pi_t)$ для турбины с различными значениями $\pi_{т.р}$ и q_r , проведенного в работе [25], оказалось возможным полученные зависимости $\bar{G}_{пр}^2=f(\pi_t)$ для турбин с различными значениями $\pi_{т.р}=2\div 3$ и $q_r=0,3\div 0,45$ представить в виде одной кривой (рис. 9.4) в координатах $\bar{G}_{пр}^2$ и $A(\pi_t-1)$, где A — некоторый коэффициент, полученный подбором:

$$A = \frac{1}{e_p + 1} \left(\frac{e_{кр0}}{e_{кр}} \right)^{\frac{1}{2}}.$$

Здесь $e_p = \pi_{т.р}^{\frac{k-1}{k}}$; $e_{кр}$ — условный перепад температур в ступени, соответствующий критическому перепаду давления в сопловом аппарате ($\pi_{с.а}=1,85$).

Для $k=1,33$ и при допущении $q_{p,кр} \approx q_p$

$$e_{кр} = \frac{1 - q_p}{0,856 - q_p},$$

где $q_{p,кр}$ — степень реактивности, соответствующая критическому перепаду давления в сопловом аппарате;

$$e_{кр0} = e_{кр} \text{ при } q_p = 0,3.$$

Постоянный для данной турбины коэффициент A учитывает влияние расчетных значений $\pi_{т,р}$ и q_p на зависимость $\bar{G}_{пр} = f(\pi_t)$.

Как видно из графика (см. рис. 9.4), все точки для различных турбин с точностью до 1% в определении $\bar{G}_{пр} = f(\pi_t)$ ложатся на одну кривую. Полученная зависимость $\bar{G}_{пр} = f(\pi_t)$ с достаточной точностью может быть использована для расчета характеристик турбин по приближенному методу. Кривую $\bar{G}_{пр}^2 = f(\pi_t)$ в диапазоне изменения $\bar{G}_{пр}^2$ от 0,6 до 1,0 с точностью до (0,5—1,0)% в определении $\bar{G}_{пр}$ можно выразить следующей приближенной формулой:

$$\bar{G}_{пр}^2 = 1,12 - \frac{0,06}{A(\pi_t - 1)}.$$

Результаты экспериментальных исследований показывают, что при постоянном значении π_t изменение частоты вращения турбины в пределах $\sim 25\%$ практически не влияет на расход газа через турбину, причем это влияние тем меньше, чем больше π_t .

9.2.2. Изменение работы турбины

При любом постоянном значении частоты вращения турбины увеличение степени расширения газа π_t^* приводит к росту работы турбины

$$L_t = 11587_0^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_t^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_t^*.$$

Рассмотрим закономерности изменения работы турбины L_t при изменении π_t на примере одноступенчатой турбины (или ступени турбины).

С увеличением $\pi_t = p_0^*/p_2$ растут степени расширения газа в сопловом аппарате $\pi_{с.а}$ и в рабочем колесе $\pi_{р.к}$, а следовательно, и скорости потока на выходе из соплового аппарата c_1 и на выходе из рабочего колеса ω_2 и c_2 . В соответствии с этим увеличиваются окружные составляющие скорости c_{1u} и c_{2u} и работа ступени турбины

$$L_t = u(c_{1u} + c_{2u}) = u(c_{1u} + \omega_{2u} - u).$$

Характер изменения работы ступени турбины от π_T показан на рис. 9.2. До точки B работа турбины увеличивается за счет возрастания окружных составляющих скоростей c_{1u} и w_{2u} . Точка A соответствует режиму «запирания» турбины по расходу газа ($M_{1c}=1$). На участке $A-B$ с ростом π_T увеличение скоростей c_1 и c_{1u} происходит только благодаря расширению газа в косом срезе соплового аппарата. При π_T , соответствующем точке B , скорость потока в узком сечении межлопаточного канала рабочего колеса достигает скорости звука ($w_2=a_2$). В этом случае дальнейшее увеличение π_T уже не приводит к изменению режима течения и к изменению скорости в сопловом аппарате.

Возможен также случай, когда скорость c_1 раньше достигает своего предельного значения (предела расширительной способности косо́го среза, когда $c_{1a}=a_1$) при $w_2 < a_2$, однако этот случай не характерен для турбин авиационных ГТД. Обычно раньше запирается узкое сечение рабочего колеса, а скорость c_1 не достигает своего предельного значения.

При $w_2 \geq a_2$ с ростом π_T увеличение работы турбины будет происходить только в силу роста скорости w_{2u} при расширении газа в косом срезе решетки рабочего колеса. В этом случае увеличение w_{2u} с ростом π_T будет небольшое, так как с ростом скорости w_2 увеличивается отклонение потока в косом срезе, что замедляет рост скорости w_{2u} .

В точке C , соответствующей $\pi_{T \max}$, полностью исчерпывается расширительная способность косо́го среза рабочего колеса ($w_{2a}=a_2$), скорость w_{2u} достигает своего максимального значения. Дальнейшее уменьшение давления за турбиной уже не приводит к увеличению π_T и L_T . В точке C π_T и L_T достигают своих максимальных значений, происходит «запирание» турбины по работе.

На расчетном режиме работы турбины $L_{T,p} < L_{T \max}$. Разность $L_{T \max} - L_{T,p} = \Delta L_T$ называют за п а с о м р а б о т ы турбины. Величина запаса работы турбины определяет возможность регулирования работы турбины при доводке двигателя за счет изменения π_T путем изменения площади критического сечения реактивного сопла. При малых запасах работы турбина становится практически нерегулируемой, вяло реагирует на изменение площади критического сечения реактивного сопла.

Запас работы турбины зависит от величины числа M потока за турбиной на расчетном режиме (M_{2p}). Для обеспечения потребного запаса работы турбины необходимо на расчетном режиме принимать M_{2p} не более 0,55—0,6.

На рис. 9.5 приведены расчетные и экспериментальные зависимости работы турбины от π_T при различных значениях приведенной частоты вращения. Видно, что в зависимости от величины π_T при увеличении частоты вращения работа турбины может как увеличиваться, так и уменьшаться. Характер влияния частоты

вращения n на работу турбины определяется характером изменения к. п. д. турбины при изменении числа n .

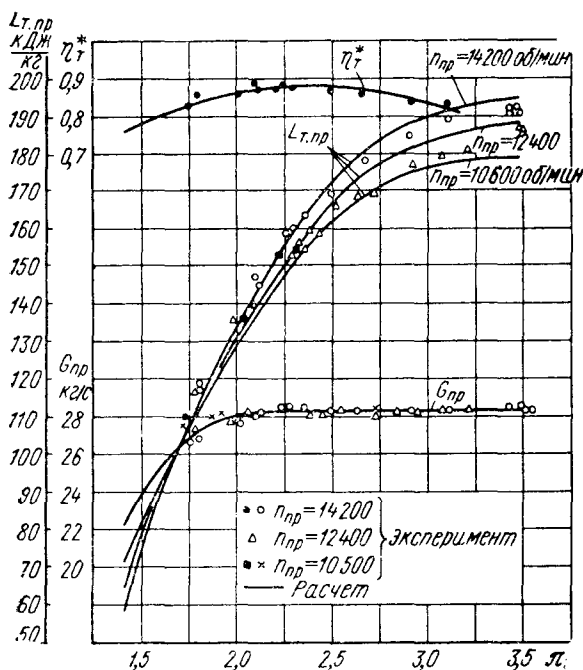


Рис. 9.5. Зависимости к. п. д. приведенных расхода газа и работы от степени расширения газа в турбине при различных значениях приведенной частоты вращения ротора $n_{пр}$

9.2.3. Изменение к. п. д. турбины на нерасчетных режимах

На нерасчетных режимах работы турбины углы атаки отклоняются от их расчетных значений, в результате чего изменяются профильные, вторичные и концевые потери.

Из ранее рассмотренного в гл. I известно, что

$$\eta_t^* = \frac{L_t}{L_{ад.т}^*} = 1 - \frac{L'_{r\tau}}{L_{ад.т}^*}. \quad (9.4)$$

Для любого заданного значения π_t^* адиабатическая работа турбины $L_{ад.т}^*$ известна. В этом случае к. п. д. турбины будет определяться величиной невозвратимых потерь

$$L'_{r\tau} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2} + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2}. \quad (9.5)$$

Для простоты анализа рассмотрим только влияние изменения режима работы на профильные потери в турбине, так как вопрос о влиянии режима работы на величину вторичных и концевых потерь изучен еще недостаточно.

Для умеренно нагруженных турбин ГТД коэффициент скорости ψ соплового аппарата в широком диапазоне изменения режимов практически можно считать постоянным, а коэффициент скорости рабочего колеса ψ зависит главным образом от угла атаки i . Для определения изменения коэффициента скорости ψ по изменению угла атаки можно воспользоваться обобщенным графиком П. И. Матковского (рис. 9.6).

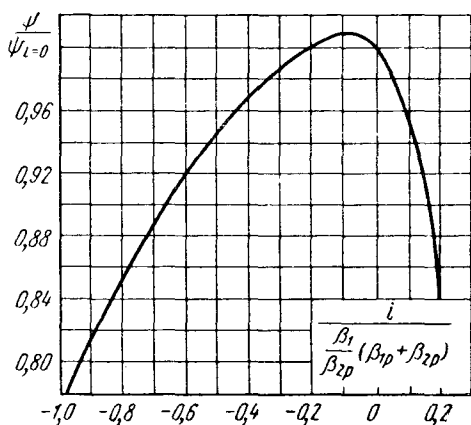


Рис. 9.6. Изменение относительного коэффициента скорости $\psi/\psi_{i=0}$ в зависимости от угла атаки

Скорости потока c_1 и w_2 зависят от π_T и от распределения перепадов давления между сопловым аппаратом и рабочим колесом на нерасчетных режимах.

Таким образом, на любом заданном режиме работы турбины при известной кинематике потока в ступени можно определить изменение η_T^* , вызванное изменением профильных потерь и скоростей потока.

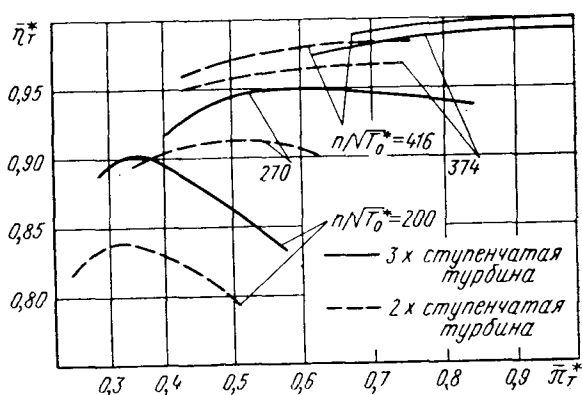


Рис. 9.7. Зависимость изменения относительного к. п. д. от степени расширения газа в турбине при различных постоянных значениях параметра

$$n/\sqrt{T_0^*}$$

Зависимости $\bar{\eta}_t^*$ от $\bar{\pi}_t^*$ при различных значениях параметра частоты вращения $n \sqrt{T_0^*}$ приведены на рис. 9.7. Из графика видно, что при любом заданном значении числа n и определенном значении $\bar{\pi}_t^*$ к. п. д. турбины имеет максимальное значение. Уменьшение $\bar{\eta}_t^*$ при $\bar{\pi}_t^* > \bar{\pi}_{t, \text{опт}}^*$, как видно из формул (9.4) и (9.5), вызывается в основном ростом скоростей потока в турбине и некоторым уменьшением коэффициента скорости ψ .

При $\bar{\pi}_t^* < \bar{\pi}_{t, \text{опт}}^*$ уменьшение $\bar{\eta}_t^*$ происходит главным образом из-за уменьшения угла атаки и коэффициента скорости ψ .

Изменение частоты вращения турбины при $\bar{\pi}_t^* = \text{const}$ вызывает изменение угла атаки и угла поворота потока в рабочем колесе, в результате чего изменяется коэффициент скорости ψ . В области значений $\bar{\pi}_t^*$, не сильно отличающихся от $\bar{\pi}_{t, \text{р}}^*$ с уменьшением частоты вращения турбины $\bar{\eta}_t^*$ уменьшается.

9.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБИНЫ НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ

Расчет дроссельных и высоотно-скоростных характеристик газотурбинных двигателей при докритических перепадах давления в реактивном сопле с достаточной точностью может быть произведен только в том случае, когда имеются характеристики компрессора и турбины. В ряде случаев можно обойтись без характеристик турбины, построение которых связано с затратой большого количества времени, если на каждом режиме работы двигателя можно с достаточной точностью определить основные параметры турбины. Для этого прежде всего необходимо знать распределение перепадов давления между турбиной и реактивным соплом, а также между ступенями многоступенчатой турбины.

9.3.1. Распределение перепадов давления между турбиной и реактивным соплом

При сверхкритических перепадах давления в реактивном сопле ($\pi_{\text{р.с}} > 1,85$) перепад давления в турбине $\pi_t^* = \text{const}$, а перепад давления в реактивном сопле $\pi_{\text{р.с}} = \frac{\pi_c \sigma_{\text{к.с}}^*}{\pi_t^*}$, где $\pi_c = p_{\text{к}}^*/p_{\text{н}}$ — суммарная степень сжатия воздуха в двигателе; $\sigma_{\text{к.с}}^*$ — коэффициент потери полного давления в камере сгорания; $p_{\text{к}}^*$ — полное давление за компрессором.

Зависимость $\pi_t^* = f(\pi_c)$ при докритических перепадах давления в реактивном сопле можно найти из условия равенства расходов

газа через сопловый аппарат первой ступени турбины и выходное (критическое) сечение реактивного сопла $F_{p.c}$

$$m \sigma_{c.a}^* \frac{p_0^*}{\sqrt{T_0^*}} F_{c.a} q(\lambda_{c.a}) = m \sigma_{p.c}^* \frac{p_2^*}{\sqrt{T_2^*}} F_{p.c} q(\lambda_{p.c}),$$

где $F_{c.a} = F_1 \sin \alpha_{1p}$ — минимальное проходное сечение соплового аппарата, и из уравнения баланса перепадов давления по тракту турбины и реактивного сопла.

Из уравнения расхода имеем

$$\frac{p_0^*}{p_2^*} \sqrt{\frac{T_2^*}{T_0^*}} = \frac{\sigma_{p.c}^*}{\sigma_{c.a}^*} \frac{F_{p.c}}{F_{c.a}} \frac{q(\lambda_{p.c})}{q(\lambda_{c.a})}.$$

Имея в виду, что

$$\frac{p_0^*}{p_2^*} = \pi_T^* \text{ и } \frac{T_2^*}{T_0^*} = \frac{T_0^* - \Delta T_T^*}{T_0^*} = 1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_T^*,$$

получим

$$\pi_T^* \sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_T^*} = \frac{\sigma_{p.c}^*}{\sigma_{c.a}^*} \frac{F_{p.c}}{F_{c.a}} \frac{q(\lambda_{p.c})}{q(\lambda_{c.a})}. \quad (9.6)$$

Величина относительной плотности тока в критическом сечении реактивного сопла $q(\lambda_{p.c})$ зависит от перепада давления в нем $\pi_{p.c}$. При $\pi_{p.c} = \sigma_{p.c}^* p_2^* / p_n \geq 1,85$ относительная плотность тока $q(\lambda_{p.c}) = 1$.

Относительная плотность тока в критическом сечении соплового аппарата первой ступени турбины $q(\lambda_{c.a})$ в широком диапазоне изменения рабочих режимов почти не изменяется и при расчетах в первом приближении может быть принята постоянной. Тогда уравнение (9.6) может быть записано в виде

$$\pi_T^* \sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_T^*} = C q(\lambda_{p.c}), \quad (9.7)$$

где

$$C = \frac{\sigma_{p.c}^*}{\sigma_{c.a}^*} \frac{F_{p.c}}{F_{c.a} q(\lambda_{c.a})}; \quad \sigma_{c.a}^* = \frac{p_{c.a}^*}{p_0^*}; \quad \sigma_{p.c}^* = \frac{p_{p.c}^*}{p_2^*}.$$

Расчеты показывают, что влияние η_T^* на зависимость

$$\pi_T^* \sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_T^*} = A = f(\pi_T^*) \text{ невелико.}$$

С точностью до 1—1,2% можно пренебречь влиянием изменения η_T^* (в диапазоне 0,8—0,92) на параметр A . В дальнейшем

при определении параметра A будем принимать $\eta_t^* \cong \text{const}$. Тогда в уравнении (9.7) остается два неизвестных: π_t^* и $q(\lambda_{p,c})$.

В качестве дополнительных уравнений, связывающих π_t^* и $q(\lambda_{p,c})$, примем уравнение баланса перепадов давления в тракте турбины и реактивного сопла

$$\pi_t^* = \pi_c \sigma_{k,c}^* \sigma_{p,c}^* \pi(\lambda_{p,c}) \quad (9.8)$$

и зависимость

$$q(\lambda_{p,c}) = f[\pi(\lambda_{p,c})]. \quad (9.9)$$

Решая совместно уравнения (9.7), (9.8) и (9.9) для каждого заданного значения π_c , можем определить π_t^* , $q(\lambda_{p,c})$ и $\pi_{p,c}$ в случае докритических перепадов давления в реактивном сопле.

На рис. 9.8 представлены зависимости π_t^* от $q(\lambda_{p,c})$ для различных значений π_c и C , построенные по уравнениям (9.7), (9.8) и (9.9). Значения π_t^* при $q(\lambda_{p,c}) = 1$ ($\pi_{p,c} \geq 1,85$) на графике обозначены точками.

При известном значении постоянного для данной турбины и реактивного сопла параметра C по графику рис. 9.8 для каждого значения суммарной степени сжатия π_c определяется значение степени расширения газа в турбине π_t^* и относительной плотности тока $q(\lambda_{p,c})$, а затем по таблицам газодинамических функций — отношение давлений $p_{p,c}/p_{p,c}^*$ и степень расширения газа в реактивном сопле $\pi_{p,c} = \frac{1}{\sigma_{p,c}^*} p_{p,c}/p_{p,c}^*$.

График, приведенный на рис. 9.8, построен при условии постоянных значений потерь в проточной части турбины и выходного сопла и постоянном значении $q(\lambda_{c,a})$. При изменении потерь и $q(\lambda_{c,a})$ с изменением π_c изменится значение коэффициента C и в соответствии с этим изменятся значения π_t^* и $q(\lambda_{p,c})$.

На рис. 9.9 показаны изменения $\bar{\pi}_t^*$ и $\bar{\pi}_{p,c}$ с изменением степени сжатия $\bar{\pi}_c$ для турбореактивного двигателя ВК-1, полученные в результате расчета по данной методике, где

$$\bar{\pi}_t^* = \pi_t^*/\pi_{t,p}^*, \quad \bar{\pi}_{p,c} = \pi_{p,c}/\pi_{p,c,p}, \quad \text{а } \pi_{t,p}^* \text{ и } \pi_{p,c,p} —$$

— значения степени расширения газа в турбине и реактивном сопле на расчетном режиме. Удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных зависимостей $\bar{\pi}_t^* = f(\bar{\pi}_c)$ и $\bar{\pi}_{p,c} = f(\bar{\pi}_c)$ в диапазоне изменения $\bar{\pi}_c$ от 1 до 0,5 подтверждает справедливость принятых допущений для данного диапазона изменения π_c и данного двигателя. Хорошее совпадение расчетных и экспериментальных зависимостей $\bar{\pi}_t^* = f(\bar{\pi}_c)$ и $\bar{\pi}_{p,c} = f(\bar{\pi}_c)$ получено и для ГТД с двухступенчатой и трехступенчатой турбинами.

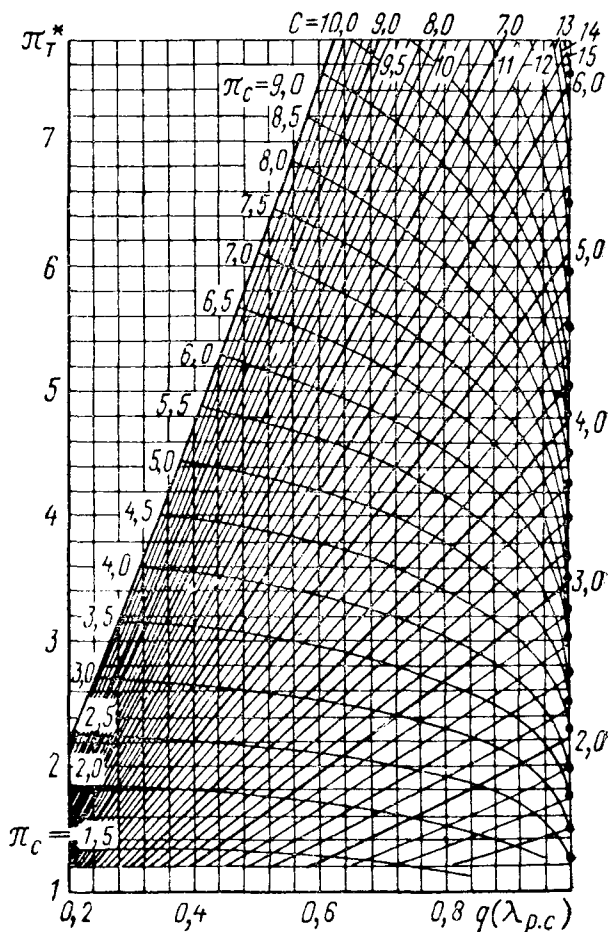
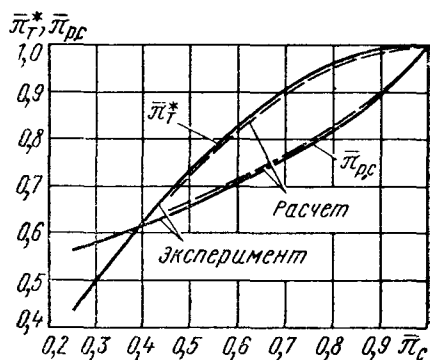


Рис. 9.8. Номограмма для определения распределения перепадов давления между турбиной и реактивным соплом

Рис. 9.9. Относительное изменение степеней расширения газа в турбине и реактивном сопле в зависимости от изменения степени сжатия двигателя ВК-1



9.3.2. Распределение перепадов давления между ступенями турбины и ее основные параметры на нерасчетных режимах

При сверхкритических перепадах давления в реактивном сопле и неизменной площади его критического сечения с изменением суммарной степени сжатия в двигателе π_c степень расширения газа в турбине и в отдельных ступенях остается неизменной.

При докритических перепадах давления в реактивном сопле с уменьшением суммарной степени сжатия π_c будет уменьшаться перепад давления в реактивном сопле, в турбине и в отдель-

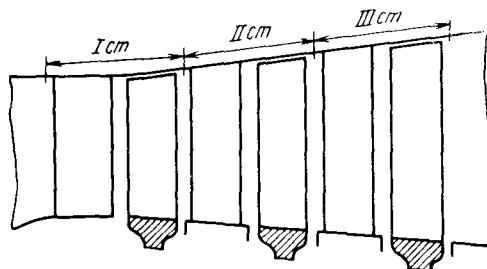


Рис. 9.10. Схема проточной части турбины

ных ее ступенях. В этом случае по изложенной выше методике вначале определяется распределение перепада давления между турбиной и реактивным соплом, а затем находится степень расширения газа в отдельных ступенях турбины.

Исходными данными для расчета являются:

- геометрические размеры проточной части турбины и заданная площадь выходного (критического) сечения реактивного сопла;

- значения основных параметров потока в различных сечениях по тракту турбины на расчетном режиме;

- распределение перепадов давления между турбиной и реактивным соплом на рассматриваемом режиме.

Методику расчета рассмотрим на примере трехступенчатой турбины, схема проточной части которой приведена на рис. 9.10.

А. Последовательность расчета распределения перепадов давления между ступенями турбины

1. Для заданного значения π_c определяем перепад давления в двух последних ступенях $\pi_{(II+III)ст}^* = p_2^{**}/p_2^*$ и в первой ступени $\pi_{Iст}^* = p_0^*/p_2^{**}$.

Из уравнения расхода через сопловой аппарат второй ступени и выходное (критическое) сечение реактивного сопла получим

$$\pi_{(II+III)ст}^* \sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{(II+III)ст}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_{(II+III)ст}^*} =$$

$$= \frac{\sigma_{p,c}^*}{(\sigma_{c,a}^*)_{II}} \cdot \frac{F_{p,c}}{(F_{c,a})_{II}} \cdot \frac{q(\lambda_{p,c})}{q(\lambda_{c,a})_{II}}. \quad (9.10)$$

В первом приближении в сравнительно широком диапазоне изменения π_c коэффициенты потерь полного давления $\sigma_{p,c}^*$ и $(\sigma_{c,a}^*)_{II}$ и относительную плотность тока $q(\lambda_{c,a})_{II}$ в сопловом аппарате второй ступени можно считать постоянными и равными их значениям на расчетном режиме.

Так как на расчетных режимах перепады давления в сопловых аппаратах ступеней турбины критические или близкие к критическим, то при небольшом уменьшении перепадов давления в сопловых аппаратах функция $q(\lambda_{c,a})$ будет оставаться практически постоянной. Так, например, при уменьшении $\pi_{c,a}$ от его критического значения на 10% $q(\lambda_{c,a})$ уменьшается менее чем на 1%.

При этом

$$\pi_{(II+III)ст}^* \sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{(II+III)ст}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_{(II+III)ст}^*} = C_{II} q(\lambda_{p,c}), \quad (9.11)$$

где

$$C_{II} = \frac{\sigma_{p,c}^*}{(\sigma_{c,a}^*)_{II}} \cdot \frac{F_{p,c}}{(F_{c,a})_{II}} \cdot \frac{1}{q(\lambda_{c,a})_{II}}.$$

При известном из ранее проведенного расчета значении $q(\lambda_{p,c})$ по уравнению (9.11) или по графику рис. 9.8 можно определить перепад давления газа в двух последних ступенях $\pi_{(II+III)ст}^*$, а затем в первой ступени $\pi_{Iст}^* = \pi_{Iст}^* / \pi_{(II+III)ст}^*$.

2. Определяем перепад давления в третьей ступени.

Принимаем в первом приближении $\sigma_{p,c}^*$ и $(\sigma_{c,a}^*)_{III}$ постоянными и равными их значениям на расчетном режиме. Параметр $q(\lambda_{c,a})_{III}$ приближенно принимаем постоянным или оцениваем его с помощью имеющейся подобной характеристики турбины. Затем по уравнению

$$\pi_{III ст}^* \sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{III ст}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_{III ст}^*} =$$

$$= \frac{\sigma_{p,c}^*}{(\sigma_{c,a}^*)_{III}} \cdot \frac{F_{p,c}}{(F_{c,a})_{III}} \cdot \frac{q(\lambda_{p,c})}{q(\lambda_{c,a})_{III}} \cong C_{III} q(\lambda_{p,c}); \quad (9.12)$$

или по номограмме рис. 9.8 определяем перепад давления в третьей ступени $\pi_{III \text{ ст}}^*$.

3. Определяем степень расширения газа в третьей ступени, подсчитанную по полному давлению на входе и статическому давлению на выходе из ступени. Для этого из уравнения расхода определяем $q(\lambda_2)_{III}$ на выходе из ступени

$$q(\lambda_2)_{III} = \sigma_{p,c}^* \frac{F_{p,c}}{(F_2)_{III}} q(\lambda_{p,c}),$$

где $(F_2)_{III} = (F_{2a})_{III} (\sin \alpha_2)_{III}$ [при $\alpha_2 = 80 \div 100^\circ$ $(F_2)_{III} \simeq (F_{2a})_{III}$], а затем $\pi(\lambda_2)_{III}$ и $\pi_{III \text{ ст}} = \pi_{III \text{ ст}}^* / \pi(\lambda_2)_{III}$.

4. Путем последовательных приближений определяем изменение $q(\lambda_{c,a})_{III}$ при изменении $\pi_{III \text{ ст}}$ по сравнению с его значением на расчетном режиме*). Для этого определяем параметр

$$A = \frac{1}{e_{\text{ст.р}} + 1} \left(\frac{e_{\text{кр}0}}{e_{\text{кр}}} \right)^{0,5},$$

где

$$e_{\text{ст.р}} = \pi_{\text{ст.р}}^{\frac{k-1}{k}};$$

$$e_{\text{кр}} = \frac{1 - q_p}{0,856 - q_p} \quad \text{при} \quad q_{\text{кр.р}} \approx q_p;$$

$\rho_{\text{кр.р}}$ — степень реактивности ступени, соответствующая критическому перепаду давления в сопловом аппарате;

$e_{\text{кр}0} = e_{\text{кр}}$ — при степени реактивности $\rho_p = 0,3$.

При известном значении $\pi_{III \text{ ст}}$, вычисленном при принятом ранее значении $q(\lambda_{c,a})_{III}$, определяем параметр $A(\pi_{\text{ст}} - 1)$, а затем по графику рис. 9.11 определяем $[\bar{q}(\lambda_{c,a})]^2$ и новое значение $q(\lambda_{c,a})_{III} = q(\lambda_{c,a})_{III} \bar{q}(\lambda_{c,a})$.

Уточняем значение постоянной C_{III} и по графику рис. 9.8 определяем новое значение $\pi_{III \text{ ст}}^*$, а затем $\pi_{III \text{ ст}}$ и т. д. до тех пор, пока уточнение $q(\lambda_{c,a})_{III}$ практически не будет приводить к изменению $\pi_{III \text{ ст}}^*$. Обычно бывает достаточно 2—3 приближений.

5. Определяем перепады давления во второй ступени.

По параметрам заторможенного потока

$$\pi_{II \text{ ст}}^* = \frac{\pi_{(II+III) \text{ ст}}^*}{\pi_{III \text{ ст}}^*}.$$

В соответствии с уравнением расхода определяем

*) Уточнение $q(\lambda_{c,a})_{III}$ делается только при значительном изменении $\pi_{III \text{ ст}}$.

$$q(\lambda_2)_{II} = \frac{(F_2)_{III}}{(F_2)_{II}} q(\lambda_2)_{III} \frac{1}{\pi_{III \text{ ст}}^* \sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{III \text{ ст}}^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \eta_{III \text{ ст}}^*}} .$$

По таблицам газодинамических функций находим $\pi(\lambda_2)_{II}$, а затем $\pi_{II \text{ ст}} = \pi_{II \text{ ст}}^* / \pi(\lambda_2)_{II}$.

6. Определяем $q(\lambda_2)_I$ на выходе из первой ступени

$$q(\lambda_2)_I = \frac{(F_2)_{III}}{(F_2)_I} q(\lambda_2)_{III} \times \frac{1}{\pi_{(II+III) \text{ ст}}^* \sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{(II+III) \text{ ст}}^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \eta_{(II+III) \text{ ст}}^*}} .$$

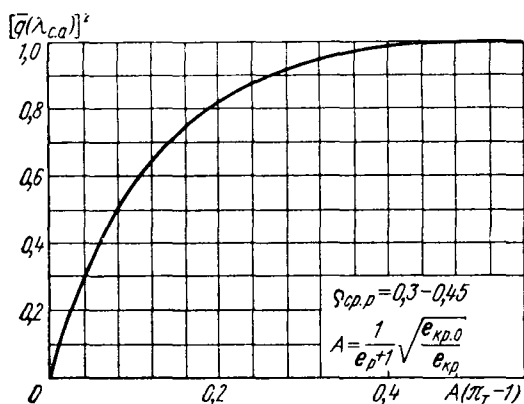


Рис. 9. 11. Относительное изменение квадрата плотности тока в сопловом аппарате от степени расширения газа в турбине

По таблицам находим $\pi(\lambda_2)_I$, а затем

$$\pi_{I \text{ ст}} = \frac{\pi_{I \text{ ст}}^*}{\pi(\lambda_2)_I} .$$

7. По известным из приведенного расчета значениям $\pi_{\text{ст}}^*$, $\pi_{\text{ст}}$ и $q(\lambda_{c.a})$ для каждой ступени определяются перепады давления газа в сопловом аппарате и рабочем колесе

$$\pi_{c.a} = \frac{1}{\sigma_{c.a}^* \pi(\lambda_{c.a})} \quad \text{и} \quad \pi_{p.k} = \frac{\pi_{c.т}}{\pi_{c.a}} ,$$

где

$$\pi_{c.a} = \frac{p_{0 \text{ ст}}^*}{p_1} , \quad \pi_{p.k} = \frac{p_1}{p_2} ;$$

$p_{0\text{ст}}^*$ — полное давление на входе в ступень;

p_1 — статическое давление на выходе из соплового аппарата;

p_2 — статическое давление на выходе из ступени.

На рис. 9.12 приведены результаты расчета распределения перепадов давления по ступеням трехступенчатой турбины в зависимости от изменения суммарной степени расширения газа в турбине π_t^* . Видно, что при изменении π_t^* на 40% перепад давления в первой ступени и ее элементах практически не изменяет-

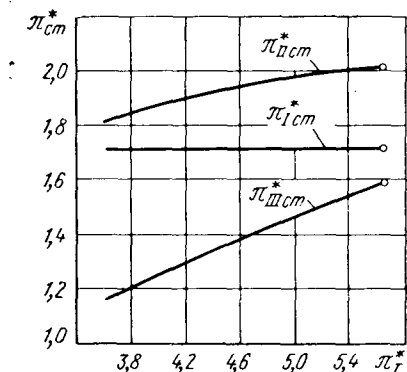


Рис. 9.12. Распределение перепадов давления между ступенями многоступенчатой турбины на нерасчетных режимах

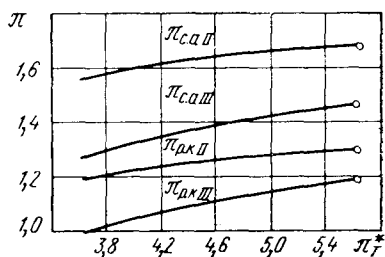


Рис. 9.13. Распределение перепадов давления между сопловым аппаратом и рабочим колесом в ступенях многоступенчатой турбины на нерасчетных режимах

ся. Во второй и третьей ступенях с уменьшением π_t^* перепад давления уменьшается, причем наиболее сильное изменение перепада давления происходит в третьей ступени.

В соответствии с изменением $\pi_{\text{ст}}^*$ происходит изменение перепадов давления в сопловом аппарате и рабочем колесе (рис. 9.13).

По известному распределению перепадов давления в ступенях турбины и их элементах можно определить кинематические параметры ступеней и их к. п. д. на нерасчетных режимах.

Б. Расчет кинематических параметров и к.п.д. ступеней турбины на нерасчетных режимах

Рассмотрим один из возможных способов расчета, когда исходными данными для расчета являются:

— параметры заторможенного потока газа на входе в турбину;

— распределение перепадов давления между ступенями турбины и их элементами, вычисленное по вышеприведенной методике;

— частота вращения (или окружная скорость) турбины.

В этом случае расчет параметров в первой и последующих ступенях ведется в такой последовательности.

1. По известному значению $\pi(\lambda_{c,a})$ по таблицам газодинамических функций определяется $\lambda_{1c,ад}$.

2. Оценивается коэффициент скорости φ соплового аппарата. Для первых ступеней с большой точностью можно принять $\varphi = \varphi_p$.

Определяется приведенная скорость

$$\lambda_{1c} = \varphi \lambda_{1c,ад}$$

3. Находятся статическое давление на выходе из соплового аппарата

$$p_1 = p_0^* \pi(\lambda_{1c,ад});$$

скорость на выходе из соплового аппарата

$$c_1 = a_{кр} \lambda_{1c} = 18,1 \sqrt{T_0^*} \lambda_{1c};$$

угол потока на выходе из соплового аппарата

$$\alpha_1 = \alpha_{1p} + \Delta\alpha,$$

где $\alpha_{1p} = \arcsin\left(\frac{a}{t}\right)$;

$\Delta\alpha$ — угол отставания потока, определяемый по графику $\Delta\alpha = f(\alpha_p, M_1)$, приведенному на рис. 5.5.

4. Определяются окружная и осевая скорости на выходе из соплового аппарата

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1; \quad c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1;$$

окружная скорость на входе и выходе из рабочего колеса

$$u_1 \simeq u_2 = u = \frac{\pi D_{ср} n}{60};$$

окружная составляющая относительной скорости на входе в рабочее колесо

$$w_{1u} = c_{1u} - u;$$

относительная скорость на входе в рабочее колесо

$$w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + w_{1u}^2};$$

угол потока в относительном движении на входе в рабочее колесо

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_{1a}}{w_1}\right).$$

5. Находятся температура заторможенного потока газа на входе в рабочее колесо

$$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2310}, \quad \text{где } T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2310};$$

приведенная относительная скорость на входе в рабочее колесо

$$\lambda_{1w} = \frac{w_1}{18,1 \sqrt{T_{1w}^*}};$$

полное давление газа на входе в рабочее колесо

$$p_{1w}^* = \frac{p_1}{\pi(\lambda_{1w})}.$$

6. Определяются газодинамическая функция $\pi(\lambda_{2w}) = \frac{p_2}{p_{1w}^*}$, а

затем по таблицам — λ_{2wad} ;

угол атаки на входе в рабочее колесо

$$i = \beta_{1p} - \beta_1,$$

где β_{1p} — расчетный угол потока на входе в рабочее колесо на расчетном режиме.

7. Определяется относительный параметр $\bar{i} = \frac{i}{(\beta_1/\beta_{2p})(\beta_{1p} + \beta_{2p})}$, а затем по графику $\psi/\psi_p = f(\bar{i})$, приведенному на рис. 9.6, определяются ψ/ψ_p и коэффициент скорости $\psi = (\psi/\psi_p)\psi_p^*$.

8. Находятся приведенная скорость

$$\lambda_{2w} = \psi \lambda_{2wad};$$

угол потока на выходе из рабочего колеса

$$\beta_2 = \beta_{2p} + \Delta\beta,$$

где $\beta_{2p} = \arcsin a/t$;

$\Delta\beta$ — угол отставания потока в решетке рабочего колеса (определяется по графику рис. 5.5);

окружная и осевая составляющие приведенной скорости λ_{2w}

$$\lambda_{w2u} = \lambda_{2w} \cos \beta_2; \quad \lambda_{w2a} = \lambda_{2w} \sin \beta_2;$$

угол потока на выходе из ступени

$$\alpha_2 = \arctg \frac{\lambda_{2a}}{\lambda_{w2u} - (u_2/a_{кр2})};$$

$$\text{При } D_{1cp} \simeq D_{2cp}; \quad \frac{u_2}{a_{кр2}} = \lambda_u \sqrt{\frac{\tau(\lambda_{1w})}{\tau(\lambda_{1c})}}, \quad \text{где } \lambda_u = \frac{u_1}{18,1 \sqrt{T_0^*}}.$$

*) График $\psi/\psi_p = f(\bar{i})$ заимствован из работы [8].

9. Определяются приведенная скорость на выходе из ступени

$$\lambda_{2c} = \frac{\lambda_{2w} \sin \beta_2}{\sin \alpha_2};$$

статическое давление на выходе из ступени $p_2 = p_2^* (\lambda_{2c})$;

степень реактивности ступени турбины

$$q = \frac{L_{ал.р.к}}{L_{ал.ст}} = \frac{T_1 \left[1 - (p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{T_0^* \left[1 - (p_2/p_0^*)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

10. Определяются к. п. д. ступени турбины:
адиабатический к.п.д.

$$\eta_{ал} = \varphi^2 \psi^2 (1 - q) + \psi^2 q - (1 - \psi^2) (x^2 - 2x\varphi \cos \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - q});$$

эффективный к.п.д.

$$\eta_{\tau} = 2x \left[\varphi \cos \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - q} + \right. \\ \left. + \psi \cos \beta_2 \cdot \sqrt{q + \varphi^2 (1 - q) - 2x\varphi \cos \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - q} + x^2 - x} \right];$$

адиабатический к.п.д. ступени турбины по заторможенным параметрам

$$\eta_{\tau}^* = \frac{\eta_{\tau}}{\eta_{\tau} + (1 - \eta_{ал, \tau})}.$$

11. Определяются работа ступени турбины

$$L_{ст} = 1155 T_0^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{ст}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_{ст}^*;$$

температура заторможенного потока на выходе из ступени турбины

$$T_2^* = T_0^* - \frac{L_{ст}}{1155}.$$

В аналогичной последовательности проводится расчет основных параметров второй и последующих ступеней. Затем определяется к.п.д. всей многоступенчатой турбины

$$\eta_{\tau}^* = \frac{L_{\tau}}{L_{ал, \tau}^*} = \frac{\sum L_{ст}}{1155 T_0^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{\tau}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

Приведенная методика может быть использована при составлении программы расчета для ЭЦВМ.

9.4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ТУРБИНЫ НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ

В качестве примера рассмотрим определение основных параметров одновальной трехступенчатой турбины на различных режимах ее работы в системе турбовинтового двигателя при программе регулирования: частота вращения ротора $n = \text{const}$, площадь выходного (реактивного) сопла двигателя $F_{p.c} = \text{const}$, угол установки лопасти винта $\varphi_v = \text{var}$.

При данной программе регулирования режим работы турбины и двигателя в целом может изменяться путем изменения нагрузки турбины при изменении φ_v , а также вследствие изменения скорости и высоты полета.

В данном примере ограничимся рассмотрением изменения основных параметров турбины путем изменения угла установки лопасти винта для случая работы двигателя на стенде (при $H=0$, $V=0$).

Исходными данными для расчета параметров турбины являются:

- 1) геометрические размеры проточной части турбины и выходного сопла;
- 2) основные параметры турбины на расчетном режиме;
- 3) характеристика компрессора с нанесенными на нее линиями $T_0^*/T_n^* = \text{const}$, где T_0^* — температура газа перед турбиной; T_n^* — температура заторможенного потока на входе в двигатель.

Геометрические размеры и основные параметры турбины на расчетном режиме приведены в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Параметр	Номер ступени		
	I	II	III
Площадь проходного сечения на выходе из ступени F_2 , м ²	0,097	0,136	0,183
Минимальная площадь проходного сечения соплового аппарата $F_{c.a.}$, м ²	0,0257	0,0385	0,0755
Окружная скорость $u_1 = u_2$, м/с	334	337	341
Угол α_{1p}	18°00'	19°50'	28°30'
Угол β_{1p}	55°40'	48°30'	81°20'
Угол β_{2p}	22°25'	26°40'	36°30'
Коэффициент скорости соплового аппарата φ	0,95	0,97	0,97
Коэффициент скорости рабочего колеса ψ	0,945	0,945	0,95
Приведенная скорость λ_{1c}	0,74	0,905	0,785

Площадь и коэффициент скорости выходного сопла $F_{p.c} = 0,21 \text{ м}^2$, $\varphi_{p.c} = 0,97$. Кроме того, для принятой программы регулирования двигателя при заданном постоянном значении частоты вращения ротора известна зависимость температуры газа перед турбиной T_0^* от суммарной степени расширения газа в турбине и выходном сопле.

Расчет будем вести в следующем порядке.

1. Определяем распределение перепадов давлений между турбиной и реактивным соплом на различных режимах работы турбины (см. 9.3.1):

а) Определяем параметр

$$C_I = \frac{\sigma_{p.c}^*}{(\sigma_{c.a}^*)_I} \frac{F_{p.c}}{(F_{c.a})_I \cdot q(\lambda_{c.a})_I} = \frac{0,99}{0,965} \cdot \frac{0,21}{0,0257 \cdot 0,9204} = 9,12,$$

где $(\sigma_{c.a}^*)_I = 0,965$ и $q(\lambda_{c.a})_I = 0,9204$ определены по значениям φ_I и $(\lambda_{1c})_I$ на расчетном режиме;

б) По графику рис. 9.8 для $C_I = 9,12$ и принятых для расчета значений степени расширения газа $\pi_p = \pi_c \cdot \sigma_{к.с}^*$, где $\sigma_{к.с}^* = 0,96$, определяем значения степени расширения газа в турбине π_t^* и значение $q(\lambda_{p.c})$ в реактивном сопле. Результаты расчета сводим в табл. 9.2.

2. Определяем распределение перепадов давлений между ступенями турбины (см. 9.3.2.А):

а) Перепад давлений в двух последних ступенях.

Определяем параметр

$$C_{II} = \frac{\sigma_{p.c}^*}{(\sigma_{c.a}^*)_{II}} \frac{F_{p.c}}{(F_{c.a})_{II}} \frac{1}{q(\lambda_{c.a})_{II}} = \frac{0,99}{0,967} \cdot \frac{0,21}{0,0385} \cdot \frac{1}{0,9894} = 5,65,$$

а затем по графику рис. 9.8 для данного значения C_{II} и полученных ранее значений $q(\lambda_{p.c})$ находим $\pi_{(II+III)ст}^*$.

Так как в первой и второй ступенях величина $q(\lambda_{c.a})$ в широком диапазоне изменения π_p остается постоянной или изменяется очень мало, то для этих ступеней в рассматриваемом диапазоне изменения π_p параметры C_I и C_{II} принимаем постоянными;

б) Определяем перепад давлений в первой ступени

$$\pi_{Iст}^* = \frac{\pi_t^*}{\pi_{(II+III)ст}^*};$$

в) Определяем перепад давлений в третьей ступени.

В первом приближении определяем параметр

$$C_{III} = \frac{\sigma_{p.c}^*}{(\sigma_{c.a}^*)_{III}} \frac{F_{p.c}}{(F_{c.a})_{III}} \frac{1}{q(\lambda_{c.a})_{III}} = \frac{0,99}{0,98} \cdot \frac{0,21}{0,0755 \cdot 0,9456} = 2,96,$$

а затем по графику рис. 9.8 для принятых в расчете значений π_p и известных значений $q(\lambda_{p.c})$ находим $\pi_{III ст}^*$.

Определяем значение $q(\lambda_2)$ на выходе из третьей ступени:

$$q(\lambda_2)_{III} = \sigma_{p.c}^* \frac{F_{p.c}}{(F_2)_{III}} q(\lambda_{p.c}),$$

а затем

$$\pi(\lambda_2)_{III} \text{ и } \pi_{III ст} = \frac{\pi_{III ст}^*}{\pi(\lambda_2)_{III}}.$$

Путем последовательных приближений определяем изменение $q(\lambda_{с.а})_{III}$ и уточняем значения $\pi_{III ст}^*$ и $\pi_{III ст}$.

В рассматриваемом примере оказалось достаточным двух приближений;

г) Определяем перепад давлений в третьей ступени по полным параметрам

$$\pi_{III ст}^* = \frac{\pi_{(II+III) ст}^*}{\pi_{III ст}^*};$$

д) По указанной выше методике определяем $q(\lambda_2)_{II}$ и $q(\lambda_2)_I$, а затем $\pi_{II ст}$ и $\pi_{I ст}$.

При расчете распределения перепадов давлений в турбине и определении параметра $q(\lambda_2)$ удобно пользоваться графиком $\pi_T^* = f(A)$, построенным по выражению

$$A = \pi_T^* \sqrt{1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{*0,25}}\right) \eta_T^*}$$

для различных значений $\eta_T^* = 0,80 \div 0,93$.

Результаты расчета сводим в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Определяемая величина	Степень расширения газа π_p						
	7,30	6,91	6,53	6,15	5,76	5,28	5,0
π_T^*	6,58	6,275	5,98	5,68	5,36	4,96	4,73
$\pi_{p.c}$	1,110	1,100	1,091	1,082	1,075	1,063	1,058
$q(\lambda_{p.c})$	0,588	0,564	0,538	0,515	0,489	0,455	0,436
$\pi_{(II+III) ст}^*$	3,86	3,67	3,48	3,31	3,13	2,89	2,76
$\pi_{I ст}^*$	1,723	1,720	1,720	1,720	1,715	1,712	1,71
$q(\lambda_{с.а})_{III}$	0,9456	0,9450	0,9400	0,935	0,925	0,914	0,906
$\pi_{III ст}^*$	1,85	1,77	1,69	1,625	1,57	1,54	1,50
$\pi_{II ст}^*$	2,085	2,075	2,060	2,036	1,995	1,876	1,84

Определяемая величина	Степень расширения газа π_p						
	7,30	6,91	6,53	6,15	5,76	5,28	5,0
$q(\lambda_2)_{III}$	0,67	0,641	0,613	0,586	0,556	0,518	0,496
$\pi_{III\text{ст}}$	2,095	1,980	1,870	1,773	1,700	1,650	1,595
$q(\lambda_2)_{II}$	0,5170	0,5165	0,5150	0,5115	0,4940	0,4700	0,4630
$\pi_{II\text{ст}}$	2,228	2,22	2,20	2,173	2,12	1,98	1,94
$q(\lambda_2)_I$	0,379	0,378	0,378	0,378	0,378	0,377	0,377
$\pi_{I\text{ст}}$	1,785	1,785	1,785	1,785	1,780	1,773	1,770
$q(\lambda_{с.а})_I$	0,9204	0,9204	0,9204	0,9204	0,910	0,908	0,905
$(\pi_{с.а})_I$	1,440	1,440	1,440	1,440	1,440	1,435	1,435
$(\pi_{р.к})_I$	1,240	1,240	1,240	1,240	1,240	1,235	1,234
$q(\lambda_{с.а})_{II}$	0,9894	0,9894	0,9894	0,9894	0,9894	0,9830	0,9800
$(\pi_{с.а})_{II}$	1,70	1,70	1,70	1,70	1,70	1,65	1,63
$(\pi_{р.к})_{II}$	1,310	1,306	1,294	1,278	1,247	1,200	1,190
$(\pi_{с.а})_{III}$	1,475	1,473	1,460	1,446	1,423	1,400	1,385
$(\pi_{р.к})_{III}$	1,420	1,337	1,270	1,190	1,144	1,071	1,028

3. По известным значениям $\pi_{ст}^*$, $\pi_{ст}$ и $q(\lambda_{с.а})$ для каждой ступени по приведенной выше методике (см. 9.3.2) определяем перепады давлений в сопловом аппарате и рабочем колесе.

4. По изложенной выше методике (см. 9.3.2 Б) производим расчет кинематических параметров в ступенях турбины на среднем диаметре и определяем к. п. д. отдельных ступеней и всей турбины. Результат расчета сводим в табл. 9.3.

Таблица 9.3

Определяемая величина	Степень расширения газа π_p						
	7,30	6,91	6,53	6,15	5,76	5,28	5,0
<i>Первая ступень</i>							
$\pi_{с.а}$	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,436	1,435
$\lambda_{1с\text{ ая}}$	0,781	0,781	0,781	0,781	0,781	0,77	0,76
φ	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
$\lambda_{1с} = \varphi \lambda_{1с\text{ ая}}$	0,741	0,741	0,741	0,741	0,741	0,730	0,721
$(T_0^*)_I$, К	1310	1030	903	798	697	576	520
c_1 , м/с	486	432	405	380	350	317	298
α_1 , град	18	18	18	18	18	18	18
$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$, м/с	462	410	385	361	332	302	284
$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1$, м/с	150	133,5	125	117,3	108	98	92

Определяемая величина	Степень расширения газа π_p						
	7,30	6,91	6,53	6,15	5,76	5,28	5,0
$w_{1u} = c_{1u} - u_1$, м/с	128	76	51	27	-2	-32	-50
$w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + w_{1u}^2}$, м/с	198	153,3	135	120	108	103	105
$\beta_1 = \arcsin \frac{c_{1a}}{w_1}$	49°12'	60°35'	67°06'	78°00'	90°00'	107°15'	119°00'
$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2310}$, К	1207	949	832	736	644	533	482
$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2310}$, К	1220	957	839	742	650	539	488
$\lambda_{1w} = \frac{w_1}{18,15 \sqrt{T_{1w}^*}}$	0,274	0,248	0,239	0,238	0,243	0,274	0,297
$\pi(\lambda_{2w}) = \frac{(\pi_{c.a})_I \pi(\lambda_{1w})}{\pi_{IcT}}$	0,773	0,782	0,780	0,782	0,776	0,767	0,759
$i = \beta_{1p} - \beta_1$	6°28'	-4°55'	-11°26'	-22°20'	-34°20'	-51°20'	-63°20'
$\bar{i} = \frac{i}{(\beta_1/\beta_{2p})(\beta_{1p} + \beta_{2p})}$	0,0354	-0,0195	-0,0475	-0,0825	-0,1096	-0,137	-0,153
ψ/ψ_p (по графику рис. 9.6)	0,988	1,003	1,007	1,008	1,008	1,007	1,006
$\psi = \psi_p(\psi/\psi_p)$	0,933	0,948	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950
$\lambda_{2w} = \psi(\lambda_{2w a\lambda})$	0,620	0,616	0,620	0,619	0,627	0,642	0,654
$\lambda_{2wu} = \lambda_{2w} \cos \beta_2$	0,573	0,570	0,573	0,572	0,580	0,593	0,604
$\lambda_{2wa} = \lambda_{2w} \sin \beta_2$	0,236	0,235	0,236	0,236	0,239	0,245	0,249
$\lambda_u = \frac{u_1}{18,15 \sqrt{(T_0^*)_I}}$	0,509	0,575	0,604	0,653	0,698	0,768	0,808
$\frac{u_2}{a_{кр2}} = \lambda_u \cdot \sqrt{\frac{\tau(\lambda_{1w})}{\tau(\lambda_{1c})}}$	0,466	0,596	0,627	0,678	0,725	0,795	0,834
$\alpha_2 = \arctg \frac{\lambda_{2wa}}{\lambda_{2wu} - \frac{u_2}{a_{кр2}}}$	65°36'	96°20'	101°54'	114°24'	121°12'	129°34'	132°48'
$\eta_{ад,сг}$	0,877	0,897	0,897	0,898	0,899	0,896	0,897
$\eta_{сг}$	0,798	0,840	0,845	0,846	0,828	0,803	0,785
$\eta_{сг}^*$	0,866	0,888	0,890	0,891	0,890	0,885	0,880
$T_2^* = (T_0^*)_I - (T_0^*)_I [1 -$ $-\left(\frac{1}{\pi_{IcT}^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}] \eta_{IcT}^*$	1169	919	800	706	619	514	465

Определяемая величина	Степень расширения газа π_p						
	7,30	6,91	6,53	6,15	5,76	5,28	5,0
<i>Вторая ступень</i>							
$\pi_{с.а}$	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,65	1,63
$\lambda_{1с\text{ ал}}$	0,905	0,905	0,905	0,905	0,905	0,880	0,869
φ	0,975	0,964	0,96	0,954	0,950	0,948	0,945
$\lambda_{1с} = \varphi \lambda_{1с\text{ ал}}$	0,885	0,873	0,869	0,863	0,860	0,834	0,821
$(T_0^*)_{II}$, К	1169	919	800	706	619	514	465
c_1 , м/с	550	480	446	416	389	343	322
α_1	19°50'	19°50'	19°50'	19°50'	19°50'	19°50'	19°50'
$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$, м/с	518	451	420	392	366	323	303
$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1$, м/с	187	163	151	141	132	116	109
$w_{1u} = c_{1u} - u_1$, м/с	181	114	83	55	29	-14	-34
$w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + w_{1u}^2}$, м/с	260	199	173	151	135	117	114
$\beta_1 = \arcsin \frac{c_{1a}}{w_1}$	46°03'	55°00'	60°42'	69°14'	77°42'	97°42'	106°36'
$T_1 = (T_0^*)_I - \frac{c_1^2}{2310}$, К	1038	819	714	631	553	463	420
$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2310}$, К	1067	836	727	641	561	469	426
$\lambda_{1w} = \frac{w_1}{18,15 \sqrt{T_{1w}^*}}$	0,439	0,379	0,354	0,328	0,314	0,298	0,305
$\pi(\lambda_{2w}) = \frac{(\pi_{с.а})_{II} \pi(\lambda_{1w})_{II}}{\pi_{IICT}}$	0,683	0,705	0,718	0,736	0,754	0,794	0,797
$i = \beta_{1p} - \beta_1$	2°30'	-6°27'	-11°05'	-20°41'	-29°09'	-49°05'	-58°03'
$\bar{i} = \frac{i}{(\beta_1/\beta_{2p})(\beta_{1p} + \beta_{2p})}$	0,0191	-0,086	-0,0633	-0,105	-0,131	-0,171	-0,191
ψ/ψ_p (по графику рис. 9.6)	0,993	1,006	1,008	1,0085	1,0075	1,0040	1,0020
$\psi = \psi_p(\psi/\psi_p)$	0,938	0,95	0,952	0,952	0,951	0,948	0,946
$\lambda_{2w} = \psi \lambda_{2w\text{ ал}}$	0,761	0,732	0,716	0,690	0,663	0,600	0,574
$\lambda_{2wu} = \lambda_{2w} \cos \beta_2$	0,681	0,654	0,640	0,615	0,590	0,535	0,511
$\lambda_{2wa} = \lambda_{2w} \sin \beta_2$	0,347	0,334	0,329	0,312	0,300	0,272	0,260
$\lambda_u = \frac{u_1}{18,15 \sqrt{(T_0^*)_{II}}}$	0,545	0,614	0,658	0,698	0,765	0,818	0,860
$\frac{u_2}{a_{кр2}} = \lambda_u \sqrt{\frac{\tau(\lambda_{1w})}{\tau(\lambda_{1с})}}$	0,570	0,642	0,690	0,732	0,803	0,855	0,898

Определяемая величина	Степень расширения газа π_p						
	7,30	6,91	6,53	6,15	5,76	5,28	5,0
$\alpha_2 = \arctg \frac{\lambda_2 w_a}{\lambda_{2u} - \frac{u_2}{a_{кр2}}}$	72°14'	88°00'	98°37'	110°30'	125°21'	139°35'	146°06'
$\eta_{ад,ст}$	0,899	0,907	0,904	0,896	0,892	0,889	0,886
$\eta_{ст}$	0,812	0,828	0,825	0,820	0,785	0,725	0,685
$\eta_{ст}^*$	0,886	0,900	0,895	0,890	0,877	0,864	0,853
$T_2^* = (T_0^*)_{II} - (T_0^*)_{II} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{IIст}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_{IIст}^*$	993	780	680	603	532	449	408

Третья ступень

$\pi_{с,а}$	1,475	1,473	1,460	1,446	1,423	1,400	1,385
$\lambda_{1с\text{ ад}}$	0,785	0,784	0,774	0,765	0,748	0,730	0,718
φ	0,966	0,970	0,970	0,970	0,970	0,950	0,930
$\lambda_{1с} = \varphi \lambda_{1с\text{ ад}}$	0,758	0,760	0,760	0,742	0,726	0,694	0,668
$(T_0^*)_{III}, \text{ K}$	991	780	680	603	532	449	408
$c_1, \text{ м/с}$	431	390	360	336	304	277	245
α_1	28°25'	28°25'	28°25'	28°30'	28°35'	28°40'	28°45'
$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1, \text{ м/с}$	379	343	317	295	267	243	215
$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1, \text{ м/с}$	205	186	171	160	146	133	118
$w_{1u} = c_{1u} - u_1, \text{ м/с}$	38	—2	—24	—46	—74	—98	—126
$w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + w_{1u}^2}, \text{ м/с}$	208	186	173	166	164	165	175
$\beta_1 = \arcsin \frac{c_1}{w_1}$	80°06'	90°	98°42'	105°12'	117°	126°12'	137°30'
$T_1 = (T_0^*)_{III} - \frac{c_1^2}{2310}, \text{ K}$	910	714	624	554	492	416	382
$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2310}, \text{ K}$	929	729	637	566	504	428	395
$\lambda_{1w} = \frac{w_1}{18,15 \sqrt{T_{1w}^*}}$	0,378	0,380	0,378	0,385	0,402	0,439	0,485
$\pi(\lambda_{2w}) = \frac{(\pi_{с,а})_{III} \pi(\lambda_{1w})_{III}}{\pi_{IIIст}}$	0,650	0,685	0,718	0,748	0,764	0,759	0,758
$i = \beta_{1p} - \beta_1$	1°14'	—8°40'	—17°22'	—23°52'	—35°40'	—44°52'	—56°10'

Определяемая величина	Степень расширения газа π_p						
	7,30	6,91	6,53	6,15	5,76	5,28	5,0
$\bar{i} = \frac{i}{(\beta_{1p}/\beta_{2p})(\beta_{1p} + \beta_{2p})}$	0,004	-0,0295	-0,065	-0,098	-0,175	-0,255	-0,407
ψ/ψ_p	0,9985	1,005	1,008	1,009	1,0035	0,994	0,967
$\psi = \psi_p (\psi/\psi_p)$	0,948	0,954	0,956	0,956	0,953	0,944	0,918
$\lambda_{2w} = \psi \lambda_{2w \text{ ал}}$	0,810	0,765	0,720	0,676	0,651	0,650	0,630
β_2	35°55'	36°30'	36°55'	37°15'	37°18'	37°18'	37°20'
$\lambda_{2wa} = \lambda_{2w} \cos \beta_2$	0,665	0,615	0,575	0,538	0,518	0,517	0,500
$\lambda_{2wa} = \lambda_{2w} \sin \beta_2$	0,475	0,455	0,431	0,410	0,395	0,394	0,382
$\lambda_u = \frac{u_1}{18,15 \sqrt{(T_0^*)_{III}}}$	0,600	0,671	0,720	0,765	0,815	0,888	0,933
$\frac{u_2}{u_{кр2}} = \lambda_u \sqrt{\frac{\tau(\lambda_{1w})}{\tau(\lambda_c)}}$	0,620	0,694	0,745	0,785	0,835	0,908	0,953
$\alpha_2 = \arctg \frac{\lambda_{2wa}}{\lambda_{2wa} - \frac{u_2}{a_{кр2}}}$	85°47'	99°51'	111°30'	121°04'	128°40'	133°48'	139°48'
$\eta_{ал,ст}$	0,900	0,915	0,910	0,918	0,912	0,870	0,795
$\eta_{ст}$	0,719	0,734	0,723	0,674	0,591	0,386	0,076
$\eta_{ст}^*$	0,874	0,885	0,890	0,888	0,857	0,735	0,240
$T_2^* = (T_0^*)_{III} - (T_0^*)_{III} \times$	865	685	603	540	482	414	398
$\times \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{IIIст}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_{IIIст}^*$							
$\eta_{т\pi}^* =$	0,90	0,908	0,905	0,902	0,889	0,833	0,730
$= \frac{\sum L_{ст}}{1155 (T_0^*)_I \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{т\pi}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$							

Из приведенных таблиц видно, что полученное в результате расчета распределение суммарного перепада давлений в турбине $\pi_{т\pi}^*$ между отдельными ступенями имеет тот же характер, что и на рис. 9. 12. При уменьшении $\pi_{т\pi}^*$ от 6,58 до 4,7 (примерно на 30%) перепад давлений в первой ступени и ее элементах не изменяется. Во второй ступени $\pi_{ст}^*$ уменьшается на 12%, а в третьей — на 19%. В соответствии с этим происходит пере-

распределение перепада давлений в СА и РК последних ступеней.

Расчет кинематических параметров и к. п. д. отдельных ступеней и турбины в целом показал, что при работе турбины в системе турбовинтового двигателя с уменьшением $\pi_{тг}^*$ и соответствующем уменьшении температуры газа перед турбиной (при дросселировании двигателя) происходит резкая перестройка потока в ступенях турбины, особенно в последней ступени. Сравнение зависимостей $\eta_{ст}^*$ от $\pi_{тг}^*$ показывает, что при дросселировании двигателя по мощности (с уменьшением $\pi_{тг}^*$ и T_0^* при $n = \text{const}$) наиболее сильно изменяется к. п. д. последней ступени турбины. Так, например, при уменьшении $\pi_{тг}^*$ от 6,58 до 4,7 к. п. д. третьей ступени уменьшается от 0,874 до 0,240, в то время как к. п. д. второй ступени уменьшается до 0,853, а первой — до 0,880. Предотвратить такое резкое уменьшение к. п. д. последней ступени и турбины в целом при дросселировании двигателя (при малых $\pi_{тг}^*$, T_0^* и $\eta = \text{const}$) можно путем применения регулирования лопаток соплового аппарата последней ступени.

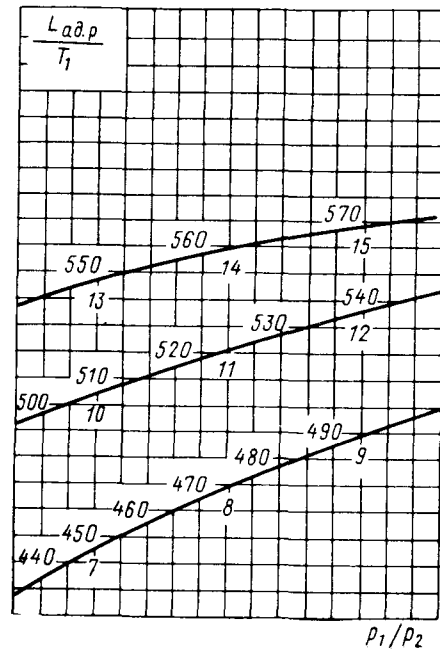
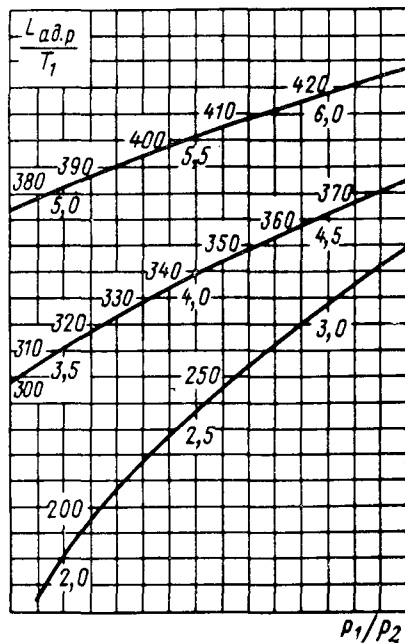
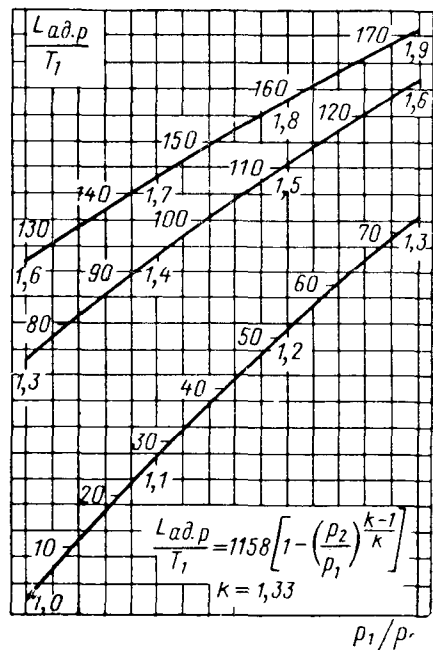


Рис. I. Отношение адиабатической работы расширения к начальной температуре газа $L_{ад.р}/T_1$ в зависимости от степени расширения p_1/p_2

Коэффициент теплопроводности

Марка материала				
	290	295	370	
Хромоникельвольфрамовая				
25X18H8B2 (ЭИ946)	0,146	—	0,159	
Хромоникельмолиб				
X17H5M3 (CH-3, ЭИ925)	—	0,171	0,184	
Хромоникеле				
X18H9 (1X18H9, ЭЯ1)	0,159	—	0,163	
X18H10T и X18H9T (1X18H9T, ЭЯ1T)	—	—	0,163	
0X18H12B (ЭИ402)	—	—	0,159	
1X21H5T (ЭИ811)	—	—	0,176	
ЭИ654	0,121	—	0,134	
ЭИ759	0,113	—	0,125	
Хромоникельмарганцовистая				
X25H16Г7АР (ЭИ835)	—	—	0,150	
Хромистые				
1X17H2 (ЭИ268)	0,209	—	0,217	
13X14HВФРА (ЭИ736)	0,196	—	0,209	

материалов $\lambda \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Т, К								
470	570	670	770	870	970	1070	1170	
азотируемая сталь								
0,176	0,196	0,213	0,230	0,251	—	—	—	
деновая сталь								
0,201	0,217	0,238	0,251	0,272	0,293	0,309	0,330	
вые стали								
0,180	0,188	0,201	0,213	0,238	0,255	0,268	0,268	
0,176	0,188	0,205	0,217	0,234	0,247	0,263	0,284	
0,176	0,192	0,205	0,221	0,230	—	0,263	—	
0,180	0,192	0,201	0,230	0,272	0,301	0,351	0,368	
0,146	0,159	0,176	0,192	0,213	0,226	0,242	—	
0,142	0,159	0,184	0,201	0,221	0,238	0,262	0,294	
сталь с азотом								
0,163	0,176	0,192	0,209	0,221	0,238	0,255	0,276	
стали								
0,226	0,234	0,242	0,251	0,259	0,267	0,280	0,297	
0,221	0,230	0,230	0,259	0,267	0,276	—	—	

Марка материала				
	290	295	370	
1Х12Н2ВМФ (ЭИ961)	0,209	—	0,221	
10Х12НВМФА (ЭИ962)	0,209	—	0,221	
23Х13НВМФА (ЭП65) (лист)	—	0,192	0,201	

Хромомарганцевонике

4Х15Н7Г782МС (ЭИ388)	—	0,125	0,142	
----------------------	---	-------	-------	--

Хромоникельмарганцо

4Х12Н8Г8МФБ (ЭИ481)	—	—	0,171	
---------------------	---	---	-------	--

Хромоникеле

ЭИ961Л	—	0,188	0,196	
ВЖЛ10	—	0,130	0,138	
ЭП126 (ВЖ100)	—	0,109	0,125	

Сплавы на нике

ХН78Т (Х20Н80Т, ЭИ435)	—	—	0,146	
ХН70Ю (ЭИ652)	—	0,117	0,125	
ХН60В (ЭИ868, ВЖ98)	0,096	—	0,104	
ХН77ТЮР (ЭИ437Б)	0,125	—	0,138	
ЭИ437БУ	0,125	—	0,138	

Продолжение

Т, К								
470	570	670	770	870	970	1070	1170	
0,238	0,255	0,272	0,280	0,284	0,288	0,301	—	
0,238	0,255	0,272	0,280	0,284	0,288	0,301	—	
0,213	0,226	0,238	0,255	0,267	—	—	—	

левая сталь

0,159	0,180	0,201	0,217	0,238	0,259	0,276	0,297	
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	--

вистая сталь

0,184	0,196	0,213	0,230	0,247	0,259	0,272	0,293	
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	--

вые стали

0,213	0,230	0,238	0,251	0,259	0,263	0,272	—	
0,150	0,163	0,176	0,192	0,209	0,221	0,226	0,234	
0,142	0,159	0,176	0,192	0,209	0,221	0,238	0,259	

левой основе

0,167	0,184	0,205	0,226	0,247	0,267	0,288	0,318	
0,138	0,155	0,171	0,188	0,209	0,230	0,247	0,267	
0,117	0,138	0,152	0,188	0,213	0,234	0,255	0,280	
0,155	0,171	0,188	0,209	0,234	0,251	0,280	0,309	
0,155	0,171	0,188	0,209	0,234	0,251	0,280	0,309	

Марка материала				
	290	295	370	
ХН77ТЮ (ЭИ437А)	—	0,113	0,125	
ХН70МВТЮБ (ЭИ598)	—	—	0,113	
ХН70ВМТЮ (ЭИ617)	—	—	0,096	
ЭИ867	0,088	—	0,104	
ЭИ929	0,088	—	0,104	
ЭП220	—	—	0,096	
ЖС6-КП	—	0,092	0,104	
ЭП199 (ВЖ101)	—	—	0,100	
ЖС6	—	0,105	0,113	
ЖС6-К	0,084	—	0,096	
ЖС6-КП	—	0,096	0,109	
ЖС3 (ЭИ618)	0,096	—	0,105	
АНВ300	—	0,092	0,100	
ВЖ36-Л1	—	0,075	0,088	
ВЖ36-Л2	—	0,113	0,125	

Высокохромистая

Х28АН (ЭИ657)	0,259	—	—	
---------------	-------	---	---	--

Т, К								
470	570	670	770	870	970	1070	1170	
0,142	0,159	0,180	0,201	0,221	0,242	0,267	0,293	
0,129	0,146	0,159	0,188	0,205	0,217	0,242	0,263	
0,113	0,130	0,150	0,171	0,192	0,217	0,242	0,272	
0,130	0,150	0,168	0,188	0,201	0,217	0,230	0,247	
0,121	0,142	0,163	0,184	0,205	0,226	0,242	0,267	
0,113	0,125	0,146	0,159	0,180	0,196	0,213	0,234	
0,117	0,134	0,150	0,167	0,182	0,201	0,226	0,251	
0,113	0,134	0,150	0,167	0,184	0,201	0,221	0,242	
0,125	0,138	0,155	0,176	0,196	0,217	0,238	0,268	
0,117	0,134	0,155	0,180	0,196	0,213	0,230	0,251	
0,121	0,138	0,150	0,167	0,184	0,196	0,213	0,234	
0,117	0,134	0,150	0,171	0,188	0,209	0,238	0,268	
0,113	0,130	0,146	0,163	0,180	0,196	0,217	0,242	
0,105	0,125	0,138	0,146	0,159	0,184	0,209	0,238	
0,138	0,155	0,171	0,188	0,205	0,222	0,238	0,255	

сталь

—	0,259	0,263	0,276	0,288	0,313	0,339	0,359	
---	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	--

Физические параметры сухого воздуха при давлении
 $p=100$ кПа (735,5 мм. рт. ст.)

Температура К	Теплопроводность $\frac{\text{Вт}}{\lambda \cdot 10^3 \frac{\text{м} \cdot \text{К}}{\text{м} \cdot \text{К}}}$	Динамическая вязкость $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\mu \cdot 10^6 \frac{\text{м}^2}{\text{м}^2}}$	Температура К	Теплопроводность $\frac{\text{Вт}}{\lambda \cdot 10^3 \frac{\text{м} \cdot \text{К}}{\text{м} \cdot \text{К}}}$	Динамическая вязкость $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\mu \cdot 10^6 \frac{\text{м}^2}{\text{м}^2}}$
400	33,8	22,86	900	62,0	39,73
500	40,7	26,88	1000	66,7	42,38
600	46,9	30,51	1100	71,5	44,83
700	52,4	33,84	1200	76,3	47,19
800	57,3	36,89	1300	—	49,54

Приложение III

Конструктивные схемы охлаждаемых лопаток турбин авиационных двигателей

На рис. III.1 представлена схема охлаждения ступеней турбины двухконтурного двухвального двигателя JT9D американской фирмы Пратт-Уитни. Температура газа на входе в турбину этого двигателя составляет 1443 К. Турбина имеет охлаждаемые сопловые 4 и рабочие 5 лопатки первой ступени и сопловые лопатки 6 второй ступени.

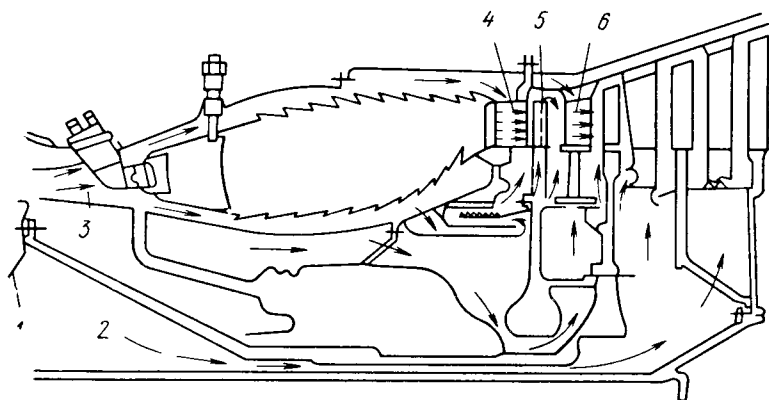


Рис. III.1. Турбина двигателя JT9D

Воздух 3, отбираемый за компрессором 1 и обтекающий внешнюю поверхность жаровой трубы, подается на охлаждение сопловых лопаток первой 4 и второй 6 ступеней турбины. Из охлаждающих каналов лопаток воздух через щели по всей длине выходной кромки выбрасывается в проточную часть.

Этот же воздух подается в рабочие лопатки первой ступени 5 турбины, обтекая внутреннюю поверхность жаровой трубы. Охладив рабочие лопатки, воздух выбрасывается из радиальных каналов, расположенных внутри лопатки,

через ее верхний торец в радиальный зазор и поступает в проточную часть турбины. Из промежуточной ступени компрессора воздух через полость 2 поступает на охлаждение ротора последних ступеней турбины.

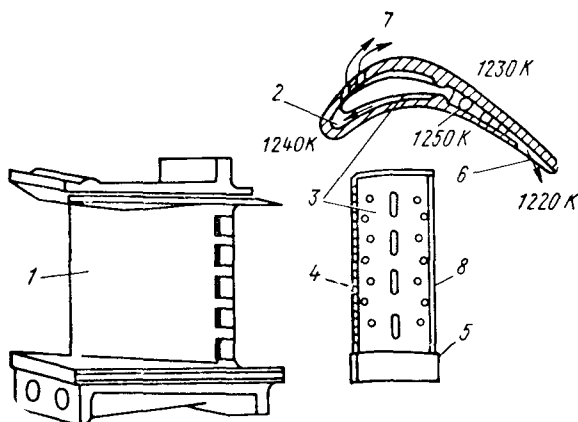


Рис. III.2. Сопловая лопатка первой ступени турбины двигателя JT9D

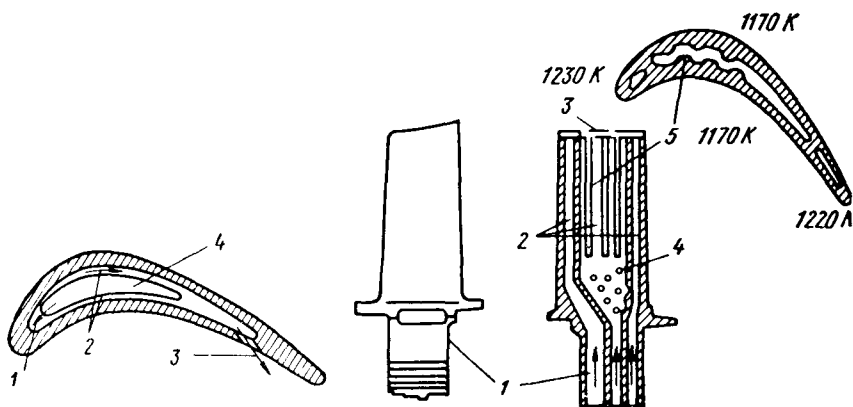


Рис. III.3. Сопловая лопатка второй ступени турбины двигателя JT9D

Рис. III.4. Рабочая лопатка первой ступени турбины двигателя JT9D

Сопловые лопатки первой ступени 1 (рис. III.2) изготавливаются из литейного сплава на основе кобальта. Передняя кромка 2 сопловой лопатки охлаждается натекающей на ее внутреннюю поверхность струей воздуха, который поступает из расположенного во внутренней полости лопатки дефлектора 3 через отверстия 4 в нем. Дефлектор литой с посадочным пояском 5 и выступами на поверхности, высота которых определяет зазор между дефлектором и внутренней поверхностью лопатки. Эти же выступы способствуют повышению эффективности конвективного теплообмена, создавая турбулизацию потока воздуха.

Выходная кромка лопатки охлаждается воздухом, поступающим из внутренней полости дефлектора через сплошную щель δ и вытекающим из щелей δ , расположенных на вогнутой части лопатки вдоль выходной кромки в непосредственной близости от нее. Для улучшения охлаждения наиболее нагруженного газовыми силами участка профиля лопатки — спинки на ней вблизи входной кромки выполнены отверстия 7 для выпуска охлаждающего воздуха, создавая пленочное охлаждение спинки лопатки. Описанная система охлаждения обеспечивает практически равномерную температуру в поперечном сечении лопатки.

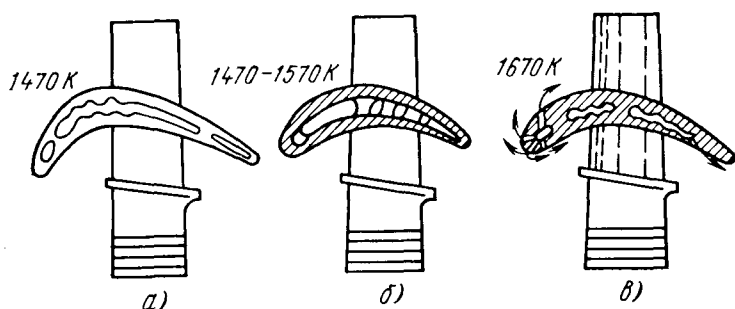


Рис. III.5. Модификация лопаток фирмы Пратт-Уитни

Сопловая лопатка второй ступени (рис. III.3) со вставным внутренним дефлектором 4 изготавливается из литейного сплава на основе никеля. Температура газа перед сопловыми лопатками второй ступени на 160° ниже, чем перед первой. Лопатка охлаждается конвективным способом на срединном участке 2 и на участке 1 входной кромки, где имеется струйное натекание, и пленочным — на участке 3 выходной кромки.

Рабочая лопатка первой ступени (рис. III.4) также изготавливается из литейного сплава. Охлаждение лопатки осуществляется конвективным способом. Охлаждающий воздух поступает в хвостовую часть 1, а оттуда в трехканальную систему охлаждения 2 профильной части лопатки.

Пройдя по радиальным каналам, воздух выбрасывается в радиальный зазор из периферийного торца 3 лопатки. С целью интенсификации теплообмена на входе в центральный канал выполнены местные выступы 4 для турбулизации потока (турбулизаторы). На боковых стенках этого канала имеются продольные ребра 5, также интенсифицирующие теплообмен и увеличивающие поверхность охлаждения.

На рис. III.5 показано, какое изменение претерпели охлаждаемые лопатки, выпускаемые фирмой Пратт-Уитни, в течение нескольких лет. Оно говорит о том, что лопатки с чисто конвективным способом охлаждения допускали температуру газа перед турбиной до 1470 K (см. рис. III.5, а), лопатки также с чисто конвективным охлаждением, но со струйным натеканием воздуха на внутреннюю поверхность входной кромки (см. рис. III.5, б) — интервал температур 1470 и 1570 K, а лопатки с конвективным и пленочным охлаждением передней и задней кромок (см. рис. III.5, в) допускали температуру газа перед турбиной до 1670 K.

На рис. III.6 представлены схема охлаждения первой ступени турбины высокого давления двухконтурного двигателя RB-211 фирмы Роллс-Ройс, у которого температура газа перед турбиной 1480 K, и конструктивная схема охлаждаемой рабочей лопатки этой ступени.

На схеме показаны направляющие лопатки 1 подкручивающей решетки, предназначенной для придания охлаждающему воздуху, поступающему в хвостовую часть рабочей лопатки, окружной составляющей скорости в направле-

нии вращения колеса. Благодаря этому уменьшаются потери полного давления охлаждающего воздуха при входе в рабочую лопатку и понижается его температура. Рабочая лопатка охлаждается конвективным способом, изготавливается из литейного сплава. Для улучшения охлаждения входной кромки применено струйное натекание воздуха через щель 2 во внутреннем литом дефлекторе 3, а на срединной части лопатки выполнено продольное оребрение внутренней поверхности. Воздух выпускается через щели 4 вдоль выходной кромки в проточную часть турбины.

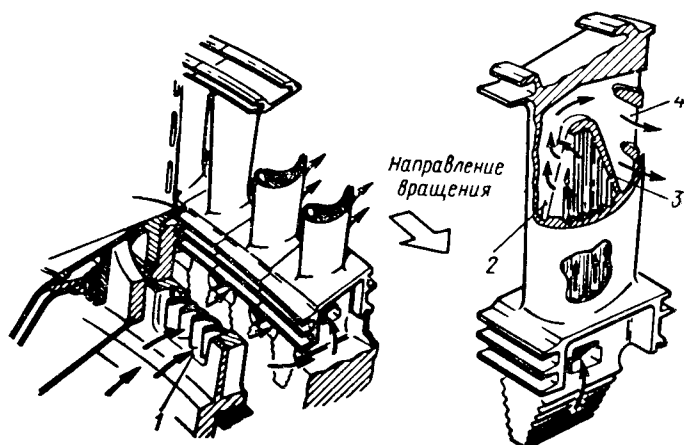


Рис. III. 6. Схема охлаждения первой ступени турбины двигателя фирмы Роллс-Ройс

На рис. III. 7 — III. 10 представлены лопатки турбины двухконтурного двигателя TF-39 фирмы Джeneral Электрик, у которого температура газа перед турбиной первой ступени равна 1560 К. Сопловая лопатка первой ступени турбины (рис. III. 7) охлаждается конвективным и пленочным способами.

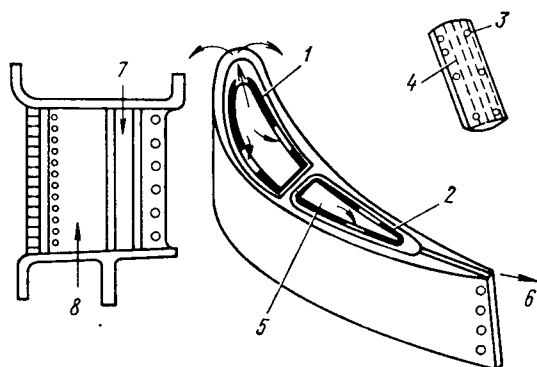


Рис. III. 7. Сопловая лопатка первой ступени двигателя TF-39

Отличительной особенностью сопловой лопатки первой ступени является то, что внутренняя часть ее разделена на две части. В каждую часть вставлено по дефлектору 1 и 2, на боковой поверхности которых имеется множе-

ство установочных выступов 3 и небольших отверстий 4 для создания струйного охлаждения внутренней поверхности лопатки. Во внутреннюю полость дефлектора 5, примыкающую к выходной кромке, от промежуточной ступени компрессора подводится воздух 7 с давлением, меньшим чем в переднюю 8, и выпускается в проточную часть через щели 6 в выходной кромке.

Сопловая лопатка второй ступени (рис. III. 8) имеет конвективное охлаждение со струйным натеканием охлаждающего воздуха 1 на внутреннюю поверхность входной кромки, т. е. с поперечным относительно длины лопатки течением охлаждающего воздуха, который через каналы 2 в выходной кромке вытекает в проточную часть турбины.

Особенностью конструкции рабочей лопатки первой ступени (рис. III. 9) является то, что у нее профильные части сдвоены и расположены попарно на единой замковой части, в которой имеется раздаточная полость 1, куда подается охлаждающий воздух. Из этой полости воздух направляется в охлаждающие каналы 2 вдоль обеих профильных частей. Таким образом, большая площадь поперечного сечения каналов подвода воздуха к лопаткам позволяет снизить его утечки. На входе в профильные части лопатки в каждой из них воздух разделяется — одна часть его подается в канал для охлаждения передней кромки, а другая — задней. Оба потока совершают петлевое движение по радиальным каналам, осуществляя конвективное охлаждение профильной части. Затем охлаждающий воздух в виде струй натекает на

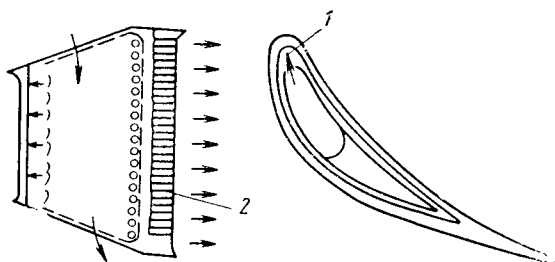


Рис. III. 8. Сопловая лопатка второй ступени турбины двигателя TF-39

внутреннюю поверхность передней кромки, а оттуда через отверстия в стенке 3 — на наружную поверхность для образования воздушного защитного слоя. Отверстия 3 расположены по всей длине лопатки и выполнены наклонными, что обеспечивает надежное охлаждение входной кромки.

В рабочей лопатке второй ступени (рис. III. 10) тоже сдвоенной выполнены каналы вдоль пера лопатки, создающие конвективное охлаждение. Их система по конструкции такая же, как и в лопатке первой ступени: в центральной части лопатки радиальные каналы образуют симметричное относительно оси течения воздуха с тремя поворотами. Кроме того, вдоль передней и задней кромок имеются прямооточные каналы. Воздух, охладив лопатку, выбрасывается из пяти отверстий через периферийный торец лопатки в радиальный зазор.

Все эти каналы выполняют электроэрозионным сверлением. Этот способ позволяет одновременно изготавливать несколько каналов различного диаметра со скоростью 25—50 мм/мин. Отверстия на входной и выходной кромке лопатки выполняются методом анодного растворения электролитом, который подается из тонкой стеклянной трубки.

Несмотря на большое число отверстий малого размера и сложность их конфигурации, в эксплуатации они не засоряются. Попадающие в них частицы размером не более 50 мкм выбрасываются из очистительных отверстий в периферийной части лопатки. Кроме того, подбирая размеры этих отверстий,

можно регулировать гидравлическое сопротивление охлаждающих каналов и обеспечивать равномерность расхода охлаждающего воздуха по лопаткам.

В лопатке турбины двухконтурного двигателя CF-6 фирмы Джeneral Электрик, имеющего температуру газа перед турбиной 1530—1560 К применена та же схема охлаждения, что и в лопатке ТРД TF-39.

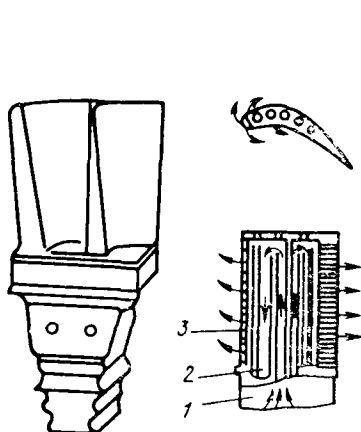


Рис. III. 9. Охлаждаемые рабочие лопатки первой ступени турбины двигателя TF-39

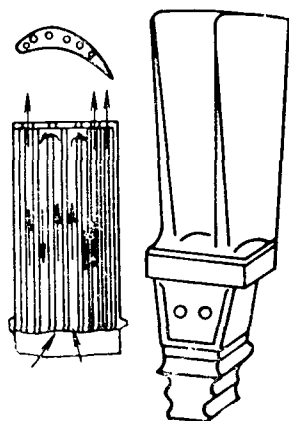


Рис. III. 10. Охлаждаемые рабочие лопатки второй ступени турбины двигателя TF-39

На рис. III. 11 показаны две конструкции охлаждаемой рабочей лопатки первой ступени турбины двухконтурного двигателя Р-100 семейства TF-30 фирмы Пратт-Уитни, работающего при температуре газа перед турбиной 1530 К.

Новая модификация представляет собой лопатку со вставным дефлектором и выпуском охлаждающего воздуха через щели в выходной кромке. По данным фирмы [34], при испытаниях турбины с такими лопатками достигнут к. п. д. выше 90%. Это говорит о том, что лопатки с внутренним дефлектором и поперечным течением охлаждающего воздуха являются достаточно перспективными как с точки зрения эффективности охлаждения, так и по экономичности турбины.

Сопловая лопатка второй ступени этого же двигателя (рис. III. 12) имеет внутренний вставной дефлектор и тоже поперечное течение охлаждающего воздуха с выпуском его из щелей на вогнутой части лопатки вдоль выходной кромки.

Приведенные величины температуры газа перед турбиной являются среднemasсовыми и только условно могут характеризовать температурный уровень газового потока, обтекающего сопловые и рабочие лопатки. При одном и том же ее значении может быть различной степень неравномерности температурного поля $T_{\text{эл}}$ в потоке газа на выходе из камеры сгорания (см. § 6.5), а значит и различной максимальная температура газа, поступающего на лопатки соплового аппарата. Это отличие может быть довольно большим (до 100°) и зависит от совершенства камеры сгорания и величины подогрева воздуха в ней.

Температура газа, обтекающего рабочие лопатки, отличается от среднemasсовой температуры газа перед турбиной на величину $\Delta T_{\text{эл}}$ и на величину ΔT_w , зависящие от степени нагруженности ступени турбины, величины окружной скорости и др. факторов (см. § 7.1).

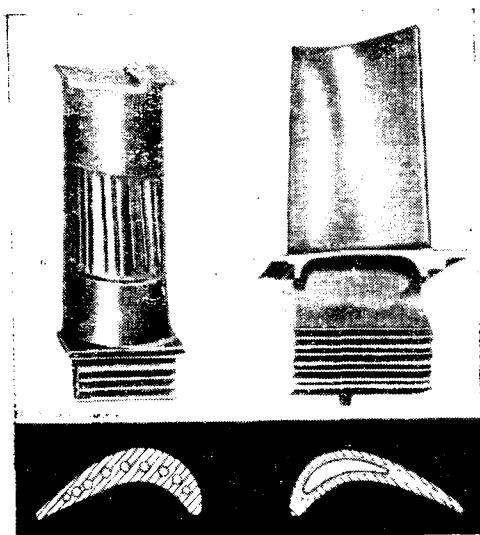


Рис. III.11. Рабочая лопатка турбины высокого давления двигателя Р-100 старой (слева) и новой конструкции

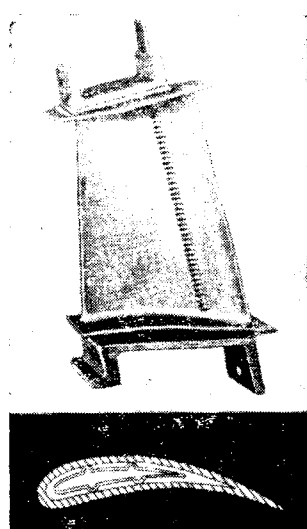


Рис. III.12. Сопловая лопатка второй ступени турбины двигателя Р-100

Приложение IV

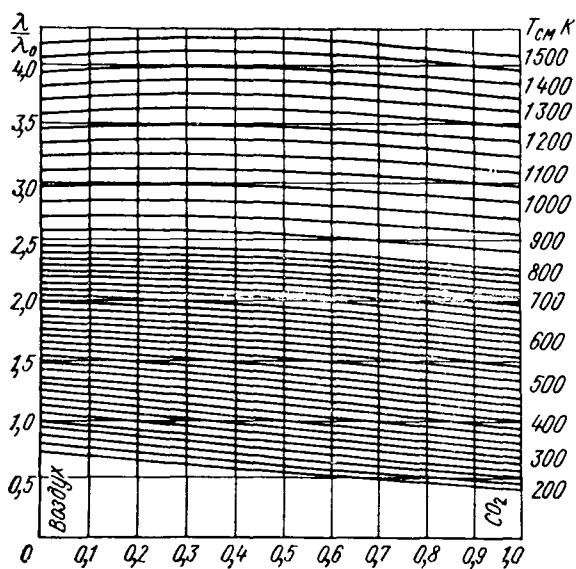


Рис. IV. Зависимость относительного изменения коэффициента теплопроводности от соотношения компонентов смеси воздуха и CO_2 при различных значениях $T_{\text{см}}$ (для воздуха при $T_0=273 \text{ K}$ и $\lambda_0=24,116 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абианц В. Х. Теория газовых турбин реактивных двигателей. М., «Машиностроение», 1965, 310 с.
2. Аронов Б. М. Профилирование пера лопаток авиационных газовых турбин. Куйбышев, изд. Куйбышевского авиационного ин-та, 1970, 168 с.
3. Бодунов М. Н., Локай В. И. Коэффициент теплоотдачи от газа к различным элементам проточной части турбины. — В кн. «Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины». М., «Машиностроение», 1971, с. 23—43.
4. Гуров С. В. Исследование интенсивности охлаждения дефлекторной лопатки. — «Теплоэнергетика», 1967, № 10, с. 81—84.
5. Гухман А. А. и Илюхин Н. В. Основы учения о теплообмене при течении газа с большой скоростью. М., «Машгиз», 1951, 227 с.
6. Дейч М. Е., Самойлович Г. С. Основы аэродинамики осевых турбомашин. М., «Машгиз», 1965, 428 с.
7. Доброхотов А. Н., Максай А. В. Теория авиационных газовых турбин. Рига, РКВИАВУ, 1955, 166 с.
8. Емин О. Н. Характеристика и регулирование авиационных турбин. М., МАИ, 1964, 126 с.
9. Жирицкий Г. С. и др. Газовые турбины авиационных двигателей. М., «Машиностроение», 1971, 620 с.
10. Журавлев В. А. Профилирование лопаток газовой турбины с применением цифровой электронной машины. — «Известия АН СССР, ОТН». — «Энергетика и транспорт», 1963, № 1, с. 72—77.
11. Журавлев В. А. Аналитический метод построения профилей турбинных лопаток ГТД. — В кн.: Вопросы аэродинамики и динамической устойчивости плоских компрессорных и турбинных решеток. Рига, [Труды РКИИГА], вып. 187, 1970, с. 90—108.
12. Зысина-Моложен Л. М. Расчет теплового пограничного слоя в потоке сжимаемого газа. — ИФЖ, 1962, т. V, № 6, с. 12—15.
13. Кириллов И. И. Теория турбомашин. М., «Машиностроение», 1964, 510 с.
14. Копелев С. З., Гуров С. В., Авилова-Шульгина М. В. Обобщенные зависимости теплообмена в лопатках поперечной схемы. — «Энергомашиностроение», 1973, № 4, с. 31—33.
15. Копелев С. З., Нестеренко В. Г. Исследование влияния проводочных бандажей на КПД турбины. — В кн.: Вопросы аэродинамики и динамической устойчивости плоских компрессорных и турбинных решеток, Рига, [Труды РКИИГА], вып. 187, 1970, с. 66—77.
16. Копелев С. З., Гуров С. В., Авилова-Шульгина М. В. Исследование гидравлического сопротивления в охлаждаемых лопатках газовых турбин. — «Теплоэнергетика», 1970, № 9, с. 36—39.
17. Копелев С. З. Влияние кинематики потока в ступени турбины на КПД. — В кн.: Вопросы аэродинамики и динамической устойчивости плоских компрессорных и турбинных решеток. Рига, [Труды РКИИГА], вып. 187, 1970, с. 79—89.

18. Копелев С. З., Фогель Я. Л., Журавлев В. А. Профилирование лопаток турбины. — В кн.: Производство лопаток двигателей. М., «Оборонгиз», вып. III, 1957, с. 28—35.
 19. Копелев С. З., Лихерзак Е. Е., Лев С. Г. Потери в решетке со вдувом через кромку. — В кн.: Энергетическое машиностроение. Харьков, изд. Харьковского университета, вып. 16, 1973, с. 38—40.
 20. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. М.—Л., «Машгиз», 1962, 456 с.
 21. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М.—Л., «Госэнергоиздат», 1956, 392 с.
 22. Ратнер Ф. З. Расчет распределения расходов и давлений в системах охлаждения газовых турбин с помощью ЭЦВМ. — В кн.: Расчетные и экспериментальные методы определения теплового состояния основных узлов газовых турбин с воздушным охлаждением. Л., [Труды ЦКТИ], вып. 29, 1970, с. 153—193.
 23. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М., «Физматгиз», 1962, 512 с.
 24. Стечкин Б. С. и др. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины. М., «Оборонгиз», 1956, 548 с.
 25. Тихонов Н. Д. Нерасчетные режимы работы авиационных газовых турбин. Рига, [Труды РКВИАВУ], вып. 18, 1957, 38 с.
 26. Туманский С. К. ТРД для больших скоростей. — «Авиация и космонавтика», 1966, № 2, с. 60—64.
 27. Хорлокс Дж. Х. Осевые турбины. М., «Машиностроение», 1972, 210 с.
 28. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М., «Машиностроение», 1970, 609 стр.
 29. Швеиц И. Т., Дыбан Е. П. Воздушное охлаждение роторов газовых турбин. Киев, изд. Киевского университета, 1959, 349 с.
 30. Шерстюк А. Н. К определению потерь в турбинных решетках при нерасчетных углах атаки. — «Известия АН СССР. ОТН». — «Энергетика и автоматика», 1960, № 2, с. 18—21.
 31. Шнейдер П. Инженерные проблемы теплопроводности. М., ИЛ, 1960, 478 с.
 32. Шнеэ Я. И. Гродзинский В. Л. Изменение степени реактивности ступени в условиях переменного режима. — В кн.: Энергетическое машиностроение, вып. 8, Харьков, 1970, с. 100—107.
 33. Эйгенсон Л. С. Моделирование. М., «Промстройиздат», 1949, 238 с.
 34. Internal Combustion Engine (Japan), 1970, vol. 9, № 9, p. 65—75.
 35. Aviation Week, 1971, vol. 95, № 20, p. 23.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

	<i>Стр.</i>
Предисловие	3
Глава I. Общие сведения из теории газовых турбин	5
1.1. Схема и основные геометрические параметры турбины	5
1.2. Элементарная ступень турбины. Основные уравнения ступени	8
1.3. Потери в турбине и их оценка. КПД турбины	15
1.4. Понятие о степени реактивности ступени турбины	24
1.5. Основные определяющие параметры ступени турбины	26
Глава II. Основные параметры турбины и их влияние на ее к. п. д.	29
2.1. Степень нагруженности ступени турбины	29
2.2. Скорость и направление потока на выходе из турбины	36
2.3. Кинематика потока в ступени турбины	40
Глава III. Выбор схемы проточной части турбины и определение ее основных размеров	45
3.1. Определение числа ступеней и распределение работы между ними	45
3.2. Определение основных размеров проточной части на выходе из турбины	48
3.3. Выбор схемы проточной части турбины	53
3.4. Определение ширины рабочих и сопловых решеток	62
3.5. Осевой зазор между лопаточными венцами	69
3.6. Перекрыши между лопаточными венцами	71
3.7. Потери, вносимые телом, расположенным перед сопловым аппаратом	74
Глава IV. Газодинамический расчет ступени турбины	76
4.1. Расчет ступени турбины по среднему диаметру	76
4.2. Изменение параметров потока в ступени турбины по радиусу	86
4.3. Определение параметров потока в ступени на внутреннем и наружном радиусах	98
Глава V. Профилирование лопаток турбины	106
5.1. Выбор основных параметров решетки и профиля	106
5.2. Построение профилей лопаток	114
5.3. Согласование профилей отдельных сечений и построение профильной части лопатки	121
5.4. Способы построения лопаток с механической обработкой профильной части	124
5.5. Профилирование охлаждаемых лопаток	128
Глава VI. Охлаждение лопаток газовых турбин	131
6.1. Открытая схема воздушного охлаждения	131
6.2. Лопатки с внутренним конвективным охлаждением	138

	<i>Стр.</i>
6.3. Эффективность охлаждения и теплообмен в лопатках поперечной схемы	145
6.4. Определение расхода охлаждающего воздуха в лопатках поперечной схемы	152
6.5. Определение температуры охлаждаемой лопатки	159
Глава VII. Степень нагруженности ступени турбины с охлаждаемыми лопатками	173
7.1. Температура охлаждаемой лопатки в зависимости от коэффициента нагрузки ступени	173
7.2. Изменение запаса прочности охлаждаемой лопатки при увеличении степени нагруженности ступени	178
Глава VIII. Газодинамический расчет многоступенчатой турбины	183
8.1. Основные особенности и порядок расчета многоступенчатых газовых турбин	183
8.2. Пример газодинамического расчета двухступенчатой турбины ТРД	190
8.3. Пример приближенного газодинамического расчета двухступенчатой турбины ТРД	206
8.4. Профилирование лопаток турбины	208
Глава IX. Нерасчетные режимы работы турбины	216
9.1. Основные понятия о режимах работы и характеристиках турбины	216
9.2. Закономерности изменения основных параметров турбины при изменении ее режима работы	221
9.3. Определение основных параметров турбины на нерасчетных режимах	228
9.4. Пример расчета параметров турбины на нерасчетных режимах	240
Приложения	249
Список литературы	264

*Семен Зиновьевич Копелев,
Николай Дмитриевич Тихонов*

РАСЧЕТ ТУРБИН
АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Редактор издательства *М. А. Колосов*
Технический редактор *Н. Н. Скотникова*
Корректор *В. Е. Блохина*
Художник *А. Ю. Литвиненко*

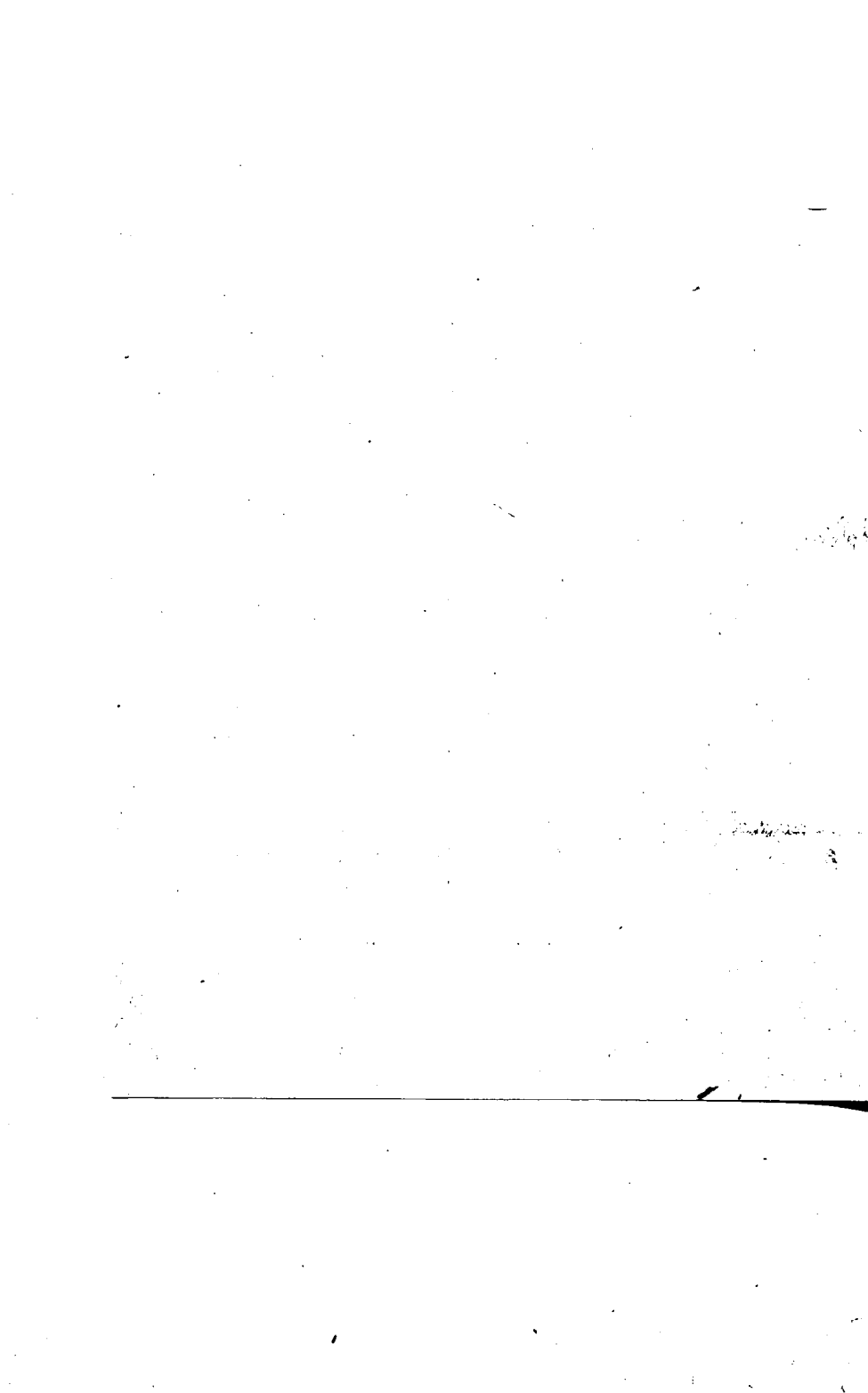
Сдано в набор 19/X 1973 г.	Подп. к печ. 6/II 1974 г.
Т-02845	Формат 60×90 ¹ / ₁₆
Печ. л. 16,75	Бумага № 2
Уч.-изд. л. 16,25	
Тираж 3200 экз.	Зак. 3960
	Цена 97 коп.

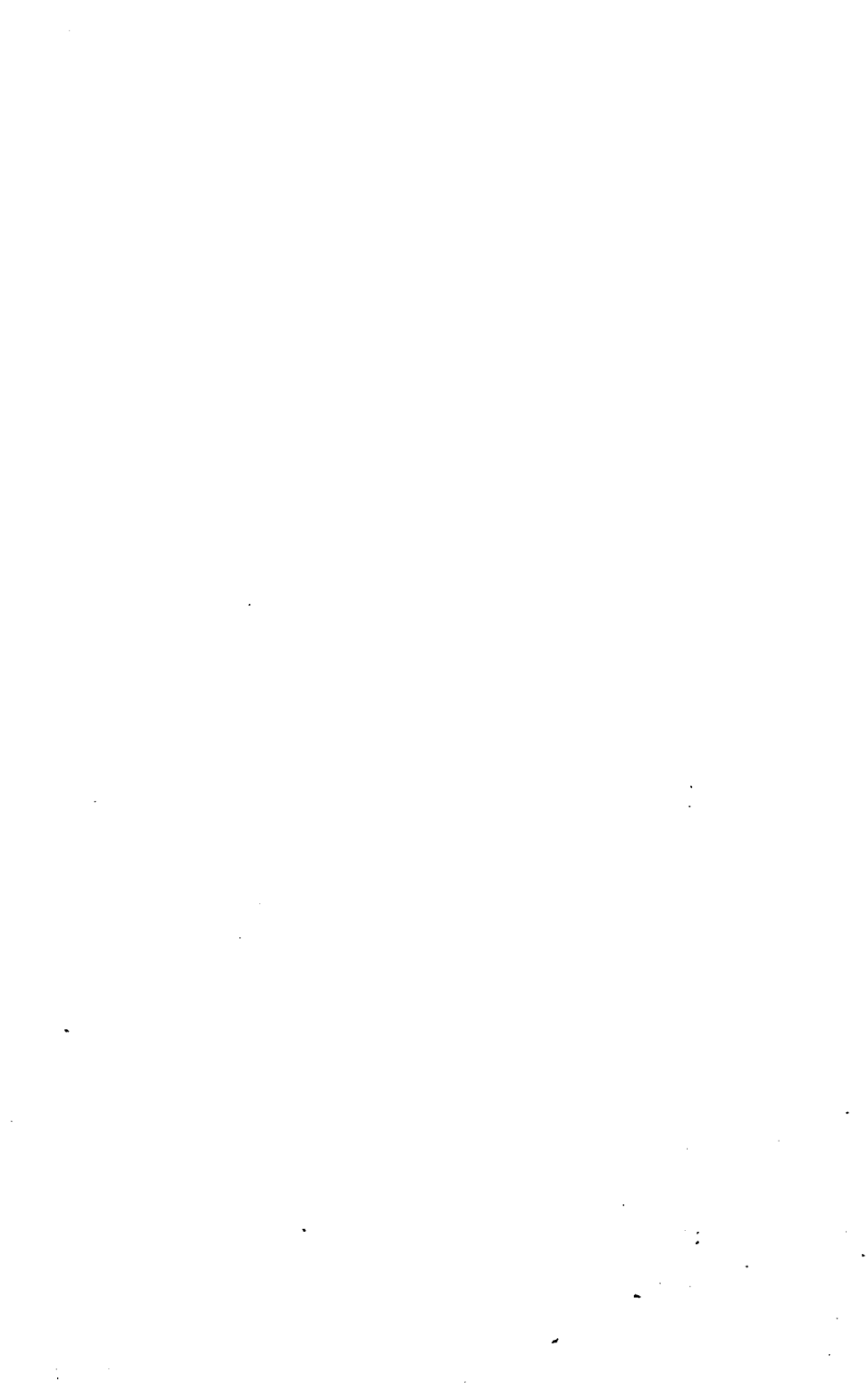
Издательство «Машиностроение»
107885 Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.

Московская типография № 8
«Союзполиграфпрома»
при Государственном комитете
Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии
и книжной торговли,
Хохловский пер., 7. Тип. зак. 3733

Замеченные опечатки

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
19	9 сверху	$\leq 70^\circ$	$\geq 70^\circ$
	10 »	$\varepsilon = 110^\circ$	$\varepsilon < 70^\circ$
37	Формула (2. 22) в знаменателе	$\frac{k-1}{k+1} (\varphi^2 - \varphi^2 \psi^2) \psi^2 (1 - \varphi^2) [$	$\frac{k-1}{k+1} [(\varphi^2 - \varphi^2 \psi^2) + \psi^2 (1 - \varphi^2)]$
37	Формула (2. 23) в знаменателе	$[2 - \psi^2 (1 + \psi^2)]$	$[2 - \psi^2 (1 + \varphi^2)]$
44	6 сверху	$c_{2u} = 0$	$c_{2u} \neq 0$
48	15 сверху	$L_{с т}$	$L_{т}$
67	7 снизу	концевых	таких
145	Формула (6. 5)	$\left[\frac{l}{d_{в л}} \frac{d_{н}}{l} \right]$	$\left[\frac{d_{н l}}{l} \right]$
165	10 снизу в знаменателе	90^{-6}	$90 \cdot 10^{-6}$
166	23 снизу	на 20°	на 30°
167	Рис. 6. 18	0,9 0,8	0,8 0,6
	Шкала m		
209	Графа I 7 сверху	$u_1 \cong u_2 = u_{с р}$	$u_1 \cong u_2 = u_{с р}$





2528

xp-4
m 7

1844-1845

2289

